



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Análisis del sistema de dirección de un automóvil mediante MULTIBODY de SIMULINK

Autor: Fernando Celada Sanz

Tutor: D. José Antonio Calvo Ramos

Leganés, de

Título: Análisis del sistema de dirección de un automóvil mediante MULTIBODY de SIMULINK

Autor: Fernando Celada Sanz

Director: D. José Antonio Calvo Ramos

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

A mis padres, por su paciencia.

A ti Sole, por tus ánimos y tu ayuda.

A mi tutor, por sus consejos en la solución de problemas.

Resumen

Este proyecto versa sobre la aplicación de un método de análisis de mecanismos con el objetivo de realizar una simulación del funcionamiento y comportamiento de un sistema mecánico complejo, que en el caso que nos ocupa, se trata de un sistema de dirección y suspensión de un vehículo automóvil.

La realización de esta simulación se basa en la teoría conocida como Multibody, la cual permite realizar un análisis dinámico de un sistema mecánico compuesto por varios cuerpos o segmentos. Gracias a ello se pueden analizar mecanismos completos sin necesidad de estudiar cada componente por separado. No obstante, la utilización de esta teoría arrastra un problema significativo, que no es otro la complejidad de cálculo alcanzada en mecanismos con un importante número de componentes.

Por ello, y como solución a este problema, se recurre a herramientas de cálculo que sean aptas para aplicar esta teoría (ADAMS, CARsim, SIMULINK) y eliminan por completo el cálculo manual. En este proyecto se recurre al uso de Simulink, una herramienta de Matlab, y más en concreto a SimMechanics, que es la herramienta preparada para la aplicación de la teoría Multibody, ya que contiene los conceptos y sistemas de cálculo necesarios para ello.

Aparte de las herramientas de cálculo, Multibody necesita una serie de datos previos de cada uno de los componentes del sistema a analizar. En concreto, es necesario conocer las propiedades físicas y dinámicas de los componentes (peso, momentos de inercia, posición del centro de gravedad) y posición de los nexos entre componentes y puntos significativos que puedan tener cada uno de ellos.

Para la obtención de estos datos previos necesarios se tomaron medidas de los componentes sobre un vehículo real, para a continuación, modelar cada componente en un programa de CAD (en este caso SolidEdge) con el objetivo de que el programa calculase y proporcionase esos datos previos.

Con todo esto, se puede realizar el modelo virtual del sistema y realizar las simulaciones bajo condiciones reales y procesar los resultados con el objetivo de realizar estimaciones sobre el funcionamiento de los sistemas de dirección y suspensión del vehículo.

Palabras clave: Multibody, Simulink, Matlab, SolidEdge, dinámica, suspensión, dirección, automóvil, simulación, convergencia, caída, ángulo de salida, amortiguación, resorte.

Abstract

This thesis talks about the application of a mechanisms analysis method with the aim of making a simulation of the real motion and behavior of a complex mechanical system, which is, in the present case, a steering and suspension system of a real vehicle.

The realization of this simulation is based on the theory known as Multibody, which allows a dynamic analysis of a mechanical system composed by several bodies or segments. As a result, a mechanical system can be analyzed as a complete set, instead of study each component separately. However, the used theory generates a significant problem, which is simply the computation complexity achieved in mechanisms with a large number of components.

Therefore, as a solution to this problem, suitable calculation tools are necessary to apply this theory (like Adams CARsim, SIMULINK) and to avoid manual calculation process. In this case, Simulink (a Matlab tool) was used, and more particularly SimMechanics. This program is prepared for the application of Multibody theory because it contains the concepts and operation systems required for this aim.

In addition with the calculation tools, Multibody needs some previous data of each system component which it is going to be analyzed. In particular, it is necessary to know the physical and dynamic properties of components (weight, inertial properties, centre of gravity location...) Also, Multibody needs to know the location of different connections between components and important points of every component.

To obtain these required previous data, measures of every part were taken in the real vehicle and later, each component was modeled in a CAD program (in this case SolidEdge and AutoCAD). So CAD program calculate and provide the data that Simulink needs

Considering these aspects, the virtual model of the system can be made, and simulations can be performed under real conditions. The results can be processed, in order to make estimates about the functioning of steering and suspension systems of the vehicle.

Keywords: Multibody, Simulink, Matlab, SolidEdge, vehicular dynamic, suspension, steering system, vehicle, simulation, camber, kingpin, toe in, coil, coilover, damper.

Índice general

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 ESTRUCTURA DEL PROYECTO	3
1.3 OBJETIVOS	5
2. SISTEMA DE DIRECCIÓN	6
2.1 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	6
2.1.1 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR UN SISTEMA DE DIRECCIÓN (1).....	8
2.2 FUNCIONAMIENTO (1).....	10
2.3 CONDICIÓN DE ACKERMAN (1) (2)	12
2.4 TRAPÉCIO DE JEANTAUD O TRAPÉCIO ARTICULADO	16
3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	23
3.1 DEFINICIÓN SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	23
3.2 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	25
3.3 ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN (3)	26

3.3.1	MODELO 1: Chasis con sistema de resorte y amortiguador.	26
3.3.2	MODELO 2: Masa suspendida, masa no suspendida y neumático.	29
3.3.3	MODELO 3: Se incluye el comportamiento del asiento.	30
3.4	TIPOS DE SUSPENSIÓN SEGÚN SU GEOMETRÍA	31
3.4.1	GEOMETRÍAS DE SUSPENSIÓN DELANTERAS.....	31
3.4.2	GEOMETRIAS DE SUSPENSIÓN TRASERAS	32
4.	PARÁMETROS DEL SISTEMA.....	33
4.1	ÁNGULO DE CAÍDA (1)	33
4.2	ÁNGULO DE SALIDA O INCLINACIÓN DEL PIVOTE DE DIRECCIÓN (1).....	35
4.3	RADIO DE GIRO	37
4.4	AVANCE O CASTER.....	38
4.5	ÁNGULO COMPRENDIDO	40
4.6	CONVERGENCIA	41
4.6.1	Divergencia de las ruedas delanteras en los virajes.....	42
4.7	AMORTIGUAMIENTO Y RIGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN (1).....	44
4.7.1	Resonancia.....	45
4.7.2	Amortiguación crítica	45
5.	TEORÍA MULTIBODY. CONCEPTOS Y APLICACIÓN.	47
5.1	INTRODUCCIÓN A MULTIBODY (6)	47
5.2	SISTEMAS MULTIBODY: CLASIFICACIÓN (7).....	49
5.3	ELEMENTOS QUE FORMAN LOS SISTEMAS MULTIBODY (7).....	51
5.3.1	SISTEMAS DE REFERENCIA.....	51
5.3.2	CUERPOS O BODIES.....	53
5.3.3	JUNTAS O JOINTS	54
5.3.4	ELEMENTOS DE FUERZA	58
5.4	ECUACIONES DE MOVIMIENTO	59
6.	INTRODUCCIÓN A SIMULINK¿QUÉ ES SIMULINK? (8)	60
6.1	BIBLIOTECA DE BLOQUES SimMechanics	62
6.1.1	BODIES	63
6.1.2	CONSTRAINTS & DRIVERS.....	64
6.1.3	FORCE ELEMENTS.....	64

6.1.4	INTERFACE ELEMENTS	65
6.1.5	JOINTS.....	65
6.1.6	SENSORS & ACTUATORS.....	66
6.1.7	UTILITIES.....	67
7.	MODELO DE SIMULACIÓN	68
7.1	VEHÍCULO. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES (8).....	68
7.2	SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	70
7.3	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	73
8.	CÁLCULO DATOS PREVIOS.....	76
8.1	OBTENCIÓN DE PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS COMPONENTES (10) (11).....	76
8.1.1	PROCESO DE MODELADO Y OBTENCIÓN DE DATOS MEDIANTE SOLID EDGE. (12).....	77
8.1.2	MODELADO DE TRAPÉCIOS.....	81
8.1.3	MODELADO DE MANGUETAS.....	84
8.1.4	MODELADO BRAZOS DE DIRECCIÓN	87
8.1.5	MODELADO CREMALLERA DE DIRECCIÓN.....	89
8.1.6	PIÑÓN DE ATAQUE.....	91
8.1.7	COLUMNA DE DIRECCIÓN.....	92
8.1.8	CONJUNTO RUEDA	94
8.1.9	CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR.....	96
8.1.10	BARRA ESTABILIZADORA (3)	97
8.2	LOCALIZACIÓN PUNTOS SINGULARES. MODELO A UN CUARTO	99
8.2.1	TRAPECIO IZQUIERDO.	100
8.2.2	MANGUETA IZQUIERDA.....	101
8.2.3	BRAZO DE DIRECCIÓN IZQUIERDO.	102
8.2.4	CONJUNTO RUEDA.	103
8.2.5	CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR IZQUIERDO	104
9.	CREACIÓN DEL MODELO MEDIANTE MULTIBODY DE SIMULINK. (13).....	105
9.1	IDENTIFICACIÓN CUERPOS O BODIES.....	106
9.1.1	TRAPECIO IZQUIERDO	108
9.1.2	MANGUETA	109

9.1.3	BRAZO DE DIRECCIÓN	111
9.1.4	CONJUNTO RUEDA	112
9.2	IDENTIFICACIÓN PUNTOS FIJOS.....	113
9.2.1	ANCLAJE TRAPÉCIO A CHASIS.....	113
9.2.2	COPELA DELANTERA IZQUIERDA.	114
9.2.3	PUNTO UNIÓN DEL BRAZO DE DIRECCIÓN CON CREMALLERA	114
9.2.4	PUNTO CONTACTO NEUMÁTICO-CALZADA	115
9.3	IDENTIFICACIÓN RELACIÓN ENTRE COMPONENTES: TIPOS DE UNIONES. ..	116
9.3.1	UNIÓN DE LOS TRAPÉCIOS AL CHASIS DEL VEHÍCULO.	116
9.3.2	UNIÓN DE TRAPÉCIO CON MANGUETA.....	118
9.3.3	UNIÓN MANGUETA-CONJUNTO AMORTIGUADOR-RESORTE	119
9.3.4	UNIÓN DE LA MANGUETA AL BRAZO DE DIRECCIÓN.....	119
9.3.5	UNIÓN DEL BRAZO DE DIRECCIÓN CON LA CREMALLERA.	120
9.3.6	UNIÓN MANGUETA-RUEDA	122
9.3.7	UNIÓN RUEDA PERFIL DE CARRETERA.	123
9.4	MODELADO DE ELEMENTOS DE FUERZA.....	124
9.4.1	BARRA ESTABILIZADORA.....	124
9.4.2	CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR.....	126
9.4.3	SILENT BLOCK BRAZO DIRECCIÓN.....	129
9.4.4	PERFIL DE CARRETERA. EXCITACIÓN DEL MODELO	132
9.5	MODELO DEFINITIVO	136
10.	SIMULACIÓN, ANÁLISIS Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS (13)	138
10.1	COMPROBACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DEL SISTEMA. (13)	140
10.2	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CAÍDA. (13) 143	
10.3	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CONVERGENCIA. (12)	162
10.4	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	172
11.	CONCLUSIONES Y POSIBILIDAD DE DESARROLLO FUTURO.	173
11.1	CONCLUSIONES	173
11.2	POSIBILIDADES DE DESARROLLO.....	175
12.	PRESUPUESTO	176

13. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	178
--------------------------------------	-----

Índice de figuras.

Figura 2.1: Sistema de dirección de un automóvil. (14)	7
Figura 2.2: CIR en vehículo de dos ruedas. (1).....	10
Figura 2.3: CIR en vehículo de tres ruedas. (1).....	10
Figura 2.4: CIR en vehículo de cuatro ruedas con eje directriz rígido. (1).....	10
Figura 2.5: CIR en vehículo de cuatro ruedas con eje directriz partido. (1).....	10
Figura 2.6: CIR en vehículo con dos ejes rígidos. (1).....	11
Figura 2.7: CIR en vehículo con 3 ejes rígidos. (1)	11
Figura 2.8: Condición de Ackerman. Ángulos. (2).....	12
Figura 2.9: Ángulos de giro de la rueda apuntando al centro del vehículo (2)	13
Figura 2.10: Recta de Ackerman. Deducción. (2).....	13
Figura 2.11: Recta de Ackerman. (2)	15
Figura 2.12: Trapecio de Jeantaud. Simetría. (1)	16
Figura 2.13: Paralelogramo articulado. (1)	16
Figura 2.14: Trapecio articulado. (1)	16
Figura 2.15: Recta de Ackerman y Curva de Error (3).....	17
Figura 2.16: Recta de Ackerman y Curva de error (2).....	17
Figura 2.17: Trapecio articulado de eje rígido. (1).....	18
Figura 2.18: Trapecio articulado de eje partido. (1).....	18
Figura 2.19: Trapecio articulado. Dirección y posición de las ruedas. (2)	19
Figura 2.20: Dimensiones trapecio articulado. (1).....	19
Figura 2.21: Análisis trapecio articulado (1).	19
Figura 2.22: Ángulo de viraje máximo. (3).....	21
Figura 2.23: Desviación de rodadas. (3)	21
Figura 2.24: Desviación de rodadas. Cálculo. (3).....	22
Figura 3.1: Conjunto muelle y amortiguador Nissan 100 NX.....	24
Figura 3.2: Modelo 1. (3)	26
Figura 3.3: Evolución del Modelo 1 incluyendo toda la masa suspendida. (3)	27
Figura 3.4: Gráfica aceleración vertical en función de la frecuencia y el Coef. de Amortiguamiento. (3).....	28
Figura 3.5: Modelo 2. Masa suspendida, no suspendida y neumático. (3).....	29

Figura 3.6: Gráfica aceleración vertical en función de la frecuencia y el Coef. de rozamiento. (3)	29
Figura 3.7: Gráfica transmisibilidad neumático - calzada. (3)	30
Figura 3.8: Modelo 3. Se incluye el comportamiento del asiento. (3)	30
Figura 3.9: Tipos de geometría de suspensión delantera (4)	31
Figura 3.10: Tipos de geometría de suspensión delantera (4)	32
Figura 3.11: Tipos de geometrías de suspensión trasera (4)	32
Figura 3.12: Tipos de geometrías de suspensión trasera (4)	32
Figura 4.1: Ángulo de caída (1)	34
Figura 4.2: Ángulos de caída positivo y negativo. (5)	34
Figura 4.3: Demostración efectos ángulo de salida. (1)	35
Figura 4.4: Demostración del efecto provocado por el ángulo de salida. (1)	35
Figura 4.5: Ángulo de salida (5)	36
Figura 4.6: Radios de giro. (2)	37
Figura 4.7: Ángulo de avance. (5)	38
Figura 4.8: Rueda de una mesa móvil. (1)	38
Figura 4.9: Efecto según la ubicación del punto de intersección. (5)	40
Figura 4.10: Convergencia. (1)	41
Figura 4.11: Convergencia o paralelismo de las ruedas. (5)	41
Figura 4.12: Convergencia positiva y negativa (divergencia). (5)	42
Figura 4.13: Divergencia en un viraje. (1)	43
Figura 4.14: Obtención de la divergencia en virajes a través del paralelogramo de Jeantaud. (1)	43
Figura 4.15: Curva característica de una amortiguación crítica. (2)	46
Figura 5.1: Sistema MULTIBODY. (6)	48
Figura 5.2: Sistemas de referencia en un sistema MULTIBODY. (7)	52
Figura 5.3: Aplicación del método de los ángulos de Euler para la orientación de los sistemas de referencia. (6)	52
Figura 5.4: Cuerpos en un sistema de suspensión de doble trapecio. (7)	53
Figura 5.5: Tipos de juntas más comunes utilizadas en MULTIBODY. (7)	54
Figura 5.6: Junta universal o Cardan. (6)	55
Figura 6.1: Biblioteca de bloques de SimMechanics.	62

Figura 6.2: Bodies.	63
Figura 6.3: Constraints & Drivers.	64
Figura 6.4: Force Elements.	64
Figura 6.5: Interface Elements.	65
Figura 6.6: Joints. Tipos de juntas disponibles.....	65
Figura 6.7: Sensors & actuators.	66
Figura 6.8: Utilities.....	67
Figura 7.1: Despiece dirección Nissan 100 NX. (10).....	70
Figura 7.2: Unión bieleta de dirección con mangueta.	70
Figura 7.3: Columna de dirección. Despiece. (11)	71
Figura 7.4: Unión caña de dirección con caja de dirección. (11)	72
Figura 7.5: Despiece conjunto amortiguador-resorte helicoidal. (10)	73
Figura 7.6: Conjunto muelle-amortiguador y mangueta. (11)	73
Figura 7.7: Trapecio suspensión.	74
Figura 7.8: Barra estabilizadora. (10)	74
Figura 7.9: Sistema de dirección y suspensión. Trapecio, mangueta, muelle, amortiguador, barra estabilizadora y bieleta de dirección.	75
Figura 8.1: Cotas de alineación del bastidor del vehículo analizado. (11).....	77
Figura 8.2: Menú herramientas de inspección: "Measure distance" y "Physical Properties"	78
Figura 8.3: Herramienta Physical Properties. Cuadro de diálogo.....	79
Figura 8.4: Material utilizado. Acero estructural.	79
Figura 8.5: Physical Properties. Cuadro de diálogo.	80
Figura 8.6: Trapecio izquierdo modelado en Solid Edge.....	81
Figura 8.7: Trapecio derecho.	83
Figura 8.8: Mangueta izquierda.....	84
Figura 8.9: Mangueta derecha.	86
Figura 8.10: Brazo de dirección izquierdo.	87
Figura 8.11: Brazo de dirección derecho.....	88
Figura 8.12: Cremallera de dirección.	89
Figura 8.13: Piñón de ataque.	91
Figura 8.14: Piñón de ataque. Propiedades físicas.....	91

Figura 8.15: Columna de dirección. Vista A	92
Figura 8.16: Columna de dirección. Vista B	92
Figura 8.17: Llanta 14"x5.5"	94
Figura 8.18: Llanta 14" con neumático 185/55 R14.....	94
Figura 9.1: Bloque "Body" en Simulink.....	106
Figura 9.2: Cuadro diálogo bloque "Body". Pestaña "Position".....	106
Figura 9.3: Cuadro diálogo bloque "Body". Pestaña "Orientation".....	107
Figura 9.4: Cuadro diálogo bloque trapecio. Pestaña "position".....	108
Figura 9.5: Cuadro diálogo bloque trapecio. Pestaña "Orientation".	108
Figura 9.6: Cuadro diálogo bloque mangueta. Pestaña "Position".	109
Figura 9.7: Cuadro diálogo bloque mangueta. Pestaña "Orientation"	110
Figura 9.8: Cuadro diálogo Bieleta dirección. Pestaña "Position".	111
Figura 9.9: Cuadro diálogo Bieleta dirección. Pestaña "Orientation".....	111
Figura 9.10: Cuadro diálogo Conjunto Rueda. Pestaña "Position".....	112
Figura 9.11: Cuadro diálogo Conjunto rueda. Pestaña "Orientation".	112
Figura 9.12: Punto Fijo Chasis Anclaje Trapecio 1.....	113
Figura 9.13: Punto Fijo Chasis Anclaje Trapecio 2.....	113
Figura 9.14: Punto Fijo Copela delantera izquierda.	114
Figura 9.15: Punto Fijo. Unión del brazo de dirección con cremallera.	114
Figura 9.16: Punto Fijo. Punto Contacto neumático-calzada.....	115
Figura 9.17: Unión trapecio-chasis. Revolute Joint.....	116
Figura 9.18: Unión trapecio-chasis: Revolute joint. Cuadro diálogo.....	116
Figura 9.19: Unión trapecio chasis 2: Revolute Joint. Cuadro diálogo	117
Figura 9.20: Unión trapecio-mangueta. Spherical Joint.....	118
Figura 9.21: Unión trapecio-mangueta. Spherical Joint. Cuadro diálogo.	118
Figura 9.22: Unión mangueta brazo de dirección. Spherical Joint. Cuadro diálogo.	119
Figura 9.23: Unión Brazo dirección-Cremallera. Custom Joint.....	120
Figura 9.24: Unión Brazo de dirección-cremallera. Custom Joint. Cuadro de diálogo.	121
Figura 9.25: Unión Mangueta–Rueda. Revolute Joint. Cuadro de diálogo.....	122
Figura 9.26: Unión Rueda-Perfil de Carretera. Custom Joint. Cuadro de diálogo.....	123
Figura 9.27: Elemento Fuerza. Barra Estabilizadora. Cuadro diálogo.....	124

Figura 9.28: Conexionado Elemento Fuerza Barra Estabilizadora.....	125
Figura 9.29: Esquema Ejes Locales Coilover (5).	126
Figura 9.30: Conexionado Elemento Fuerza Conjunto Resorte-Amortiguador.	127
Figura 9.31: Junta Modelado Conjunto Resorte Amortiguador (Coilover).....	127
Figura 9.32: Joint Spring&Damper. Elemento de Fuerza Conjunto Resorte Amortiguador.....	128
Figura 9.33: Desplazamiento residual en Silent-Block Coilover.	128
Figura 9.34: Silent-block Brazo de dirección. Conexionado.	129
Figura 9.35: Silent-Block Brazo dirección. Cuadro diálogo.	130
Figura 9.36: Desplazamiento residual en Silent-Block Brazo Dirección.	130
Figura 9.37: Movimiento Horizontal Unión Brazo Dirección-Cremallera para un S-B de $K=10^5$ N	131
Figura 9.38: Movimiento Horizontal Unión Brazo Dirección-Cremallera para un S-B de $K=10^8$ N	131
Figura 9.39: Perfil Carretera. Selector de Orografía.....	132
Figura 9.40: Perfil orografía carretera. Escalón.....	133
Figura 9.41: Perfil orografía carretera. Megatextura.....	133
Figura 9.42: Perfil de Carretera, excitación modelo. Elasticidad neumático.....	135
Figura 9.43: Modelo de Simulación completo.....	136
Figura 9.44: Modelo de Simulación. Subsistema Coilover	136
Figura 9.45: Modelo de Simulación. Subsistema Brazo de Dirección.	137
Figura 9.46: Modelo de Simulación. Subsistema Perfil de Carretera.	137
Figura 10.1: Diseño esquemático en CAD Sistema de Suspensión. Configuración para caída 1º.	139
Figura 10.2: Captura ventana durante el proceso de Simulación.....	140
Figura 10.3: Posición centro rueda para escalón de 40mm con amortiguamiento mínimo.	141
Figura 10.4: Posición centro rueda para escalón de 40mm con amortiguamiento máximo.	142
Figura 10.5: Diagrama variación caída del sistema de suspensión.....	143
Figura 10.6: Gráfica representativa desplazamiento vertical centro rueda.....	144
Figura 10.7: Evolución desplazamiento vertical centro rueda en función del ángulo de caída.	145
Figura 10.8: Gráfica representativa desplazamiento horizontal centro rueda.	146
Figura 10.9: Evolución desplazamiento horizontal centro rueda en función del ángulo de caída.	147
Figura 10.10: Gráfica representativa velocidad lineal centro rueda.....	148

Figura 10.11: Evolución velocidad vertical centro rueda según ángulo de caída.	149
Figura 10.12: Evolución velocidad horizontal centro rueda según ángulo de caída.	150
Figura 10.13: Gráfica representativa ángulo de giro del trapecio.	151
Figura 10.14: Evolución ángulo de giro del trapecio según el ángulo de caída.	152
Figura 10.15: Gráfica representativa desplazamiento vertical unión mangueta coilover.	153
Figura 10.16: Evolución desplazamiento vertical unión mangueta coilover según ángulo de caída.	154
Figura 10.17: Gráfica representativa desplazamiento horizontal unión mangueta coilover.	155
Figura 10.18: Evolución desplazamiento horizontal unión mangueta coilover según ángulo de caída.	156
Figura 10.19: Gráfica representativa desplazamiento y velocidad longitudinal coilover.	157
Figura 10.20: Evolución desplazamiento longitudinal coilover según caída.	158
Figura 10.21: Evolución velocidad longitudinal coilover según ángulo de caída.	159
Figura 10.22: Gráfica representativa desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera.	160
Figura 10.23: Evolución desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera según ángulo de caída.	161
Figura 10.24: Gráfica representativa desplazamiento vertical centro rueda.	162
Figura 10.25: Evolución desplazamiento centro rueda según ángulo de convergencia.	163
Figura 10.26: Gráfica representativa desplazamiento horizontal centro rueda según convergencia.	164
Figura 10.27: Evolución del desplazamiento horizontal del centro rueda según ángulo de convergencia.	165
Figura 10.28: Gráfica representativa velocidad lineal centro rueda vertical (azul) y horizontal (blanco) para ambas convergencias.	166
Figura 10.29: Gráfica representativa ángulo trapecio para convergencia 0° y 0.36°.	167
Figura 10.30: Gráfica representativa desplazamiento vertical punto de unión mangueta coilover para convergencias 0° y 0.36°.	168
Figura 10.31: Gráfica representativa desplazamiento horizontal punto de unión mangueta coilover para convergencias 0° y 0.36°.	168
Figura 10.32: Desplazamiento y velocidad lineal coilover para convergencia 0° y 0.36°.	170
Figura 10.33: Desplazamiento horizontal unión brazo de dirección con cremallera según convergencia.	171
Figura 10.34: Evolución desplazamiento horizontal brazo de dirección en unión con cremallera según convergencia.	171

Índice de tablas.

Tabla 4.1: Grado de confort en función de la frecuencia y periodo de oscilación.	45
Tabla 5.1: Grados de libertad restringidos por cada junta.	56
Tabla 5.2: Otras restricciones.	57
Tabla 8.1: Trapecio izquierdo. Propiedades físicas.	82
Tabla 8.2: Trapecio derecho. Propiedades físicas.	83
Tabla 8.3: Mangueta izquierda. Propiedades físicas.	85
Tabla 8.4: Mangueta derecha. Propiedades físicas.	86
Tabla 8.5: Brazo de dirección izquierdo. Propiedades físicas.	87
Tabla 8.6: Brazo de dirección derecho. Propiedades físicas.	88
Tabla 8.7: Cremallera dirección. Propiedades físicas.	90
Tabla 8.8: Columna de dirección. Propiedades Físicas	93
Tabla 8.9: Conjunto Rueda izquierda. Propiedades físicas.	95
Tabla 8.10: Conjunto rueda derecha. Propiedades físicas.	95
Tabla 8.11: Conjunto muelle amortiguador. Propiedades mecánicas.	96
Tabla 8.12: Trapecio izquierdo. Puntos singulares.	100
Tabla 8.13: Mangueta izquierda. Puntos singulares.	101
Tabla 8.14: Brazo de dirección izquierdo. Puntos singulares.	102
Tabla 8.15: Conjunto rueda izquierda. Puntos singulares.	103
Tabla 8.16: Conjunto resorte-amortiguador izquierdo. Puntos singulares.	104
Tabla 10.1: Desplazamiento vertical centro rueda.	145
Tabla 10.2: Desplazamiento horizontal centro rueda.	146
Tabla 10.3: Velocidad vertical centro rueda.	148
Tabla 10.4: Velocidad horizontal centro rueda.	149
Tabla 10.5: Ángulo trapecio derecho.	151
Tabla 10.6: Desplazamiento vertical unión mangueta coilover.	153
Tabla 10.7: Desplazamiento horizontal unión mangueta coilover.	155
Tabla 10.8: Desplazamiento longitudinal coilover.	157
Tabla 10.9: Velocidad longitudinal coilover.	158
Tabla 10.10: Desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera.	160

Tabla 10.11: Desplazamiento vertical centro rueda según convergencia.	163
Tabla 10.12: Desplazamiento horizontal centro rueda según convergencia.	164
Tabla 10.13: Velocidad vertical centro rueda según convergencia	166
Tabla 10.14: Velocidad horizontal centro rueda según convergencia.	166
Tabla 10.15: Ángulo trapecio derecho según convergencia.....	167
Tabla 10.16: Desplazamiento vertical unión mangueta coilover según convergencia.....	169
Tabla 10.17: Desplazamiento horizontal unión mangueta coilover según convergencia.	169
Tabla 10.18: Desplazamiento longitudinal coilover según convergencia.	170
Tabla 10.19: Velocidad longitudinal coilover según convergencia.	170
Tabla 10.20: Desplazamiento horizontal unión brazo de dirección con cremallera según convergencia.....	171

Capítulo 1

1.INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

La sociedad actual tiene la constante necesidad de desplazarse, tanto a nivel privado, como a nivel comercial. Un vehículo automóvil facilita el transporte de personas y mercancías, gracias a su gran versatilidad y flexibilidad de usos. Es por ello que el sector de la automoción tiene una gran representación en el panorama actual.

La automoción es un mundo en constante evolución técnica, donde se busca conseguir el vehículo más eficiente, más atractivo, mejores materiales, fiabilidad y quizás dos de los frentes de diseño más importantes en la actualidad, mayor respeto por el medio ambiente y máxima seguridad. Dicha evolución no engloba solo al propio automóvil y sus componentes, sino a la labor de diseño y fabricación. La evolución de cualquier sistema mecánico va íntimamente ligada con estos aspectos.

Hoy en día, el diseño mediante herramientas informáticas está completamente implantado en la industria de automotriz, sustituyendo a técnicas manuales obsoletas. El diseño computerizado permite crear un componente mecánico, ya sea o no definitivo, y evaluar

INTRODUCCIÓN y objetivos

su comportamiento, efectividad, resistencia mediante diferentes simulaciones antes de su fabricación en serie.

Este detalle es algo muy beneficioso, tanto para la empresa, que reduce la probabilidad de error en la fabricación, reducción de costes y tiempo perdido por fabricación de componentes defectuosos etc., como para el cliente, que se beneficia de un diseño óptimo de su vehículo.

Estas técnicas van mucho más lejos, y hoy en día se puede simular el comportamiento de un vehículo de forma virtual, mediante herramientas adecuadas para ello y modelos paramétricos. Esto implica que la empresa pueda simular el comportamiento de un vehículo o sistema de este sin necesidad de fabricarlo, únicamente con el diseño realizado, de esta forma se puede actuar ante un error de diseño con un margen suficiente para que esto no suponga pérdidas económicas en fabricación. Igualmente, permite adecuar el diseño, al comportamiento que se desea que tenga el vehículo, sin necesidad del método "prueba y error" sobre el vehículo ya construido.

La creación de un modelo paramétrico que simule el funcionamiento de estos sistemas es un importante avance en el mundo automovilístico, ya que permite optimizar las características del sistema para adecuar el vehículo al uso al que va a ser destinado, y hacerlo completamente idóneo para tal. No obstante los usos de estos sistemas no se limitan a la fase de diseño, sino que se pueden emplear a posteriori, como por ejemplo en competición.

En competición el vehículo adopta unos reglajes en función del circuito o pista donde compita. Un modelo paramétrico permite estudiar y comprobar que reglajes son los más adecuados para un trazado concreto de forma que se pueda ajustar el coche de acuerdo a estos. Este sistema ahorra mucho tiempo respecto al tradicional, donde se disponía de un reglaje base para todos los circuitos y a base de pruebas y rodar se iba ajustando para que el vehículo tuviese el comportamiento idóneo.

En este Proyecto se va a realizar un modelo informático que permita el análisis del sistema de dirección de un vehículo, de tal forma que se puedan variar los reglajes del sistema este y comprobar cómo afecta esto al sistema y por tanto a la conducción y funcionamiento del vehículo.

El modelo informático creado será el sistema de dirección un Nissan 100 NX de 1992, no obstante, el proceso de creación del modelo es extensible a cualquier vehículo actual, desde automóvil, motocicletas o vehículo industrial

1.2 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

En este Proyecto se pueden observar dos bloques diferenciados, el correspondiente al estado del arte de las materias aplicadas al proyecto y el correspondiente a la creación del modelo. En total 14 capítulos forman en Proyecto

En este primer capítulo se puede observar una introducción al tema sobre el que versa el Proyecto. Además se realiza una exposición esquemática del contenido.

Este mismo capítulo contiene los objetivos que persigue la realización de este proyecto.

El segundo capítulo engloba la teoría que versa sobre los sistemas de dirección utilizados en un automóvil. Desde la función que desempeña el sistema al vehículo a la teoría en la que se basa se diseño, pasando por las características que ha de cumplir todo sistema de dirección.

El tercer capítulo se introduce la teoría de sistemas de suspensión, al igual que en el capítulo tercero, se exponen los métodos de diseño del sistema así como características y finalidad de este.

El capítulo cuarto analiza por separado los diferentes ángulos y cotas del sistema de suspensión y dirección, que a su vez, son los principales reglajes susceptibles de cambio en el vehículo.

En el quinto capítulo se introduce la teoría de Multibody, en la cual se basa la realización del modelo. Dicha teoría permite un completo análisis de un mecanismo, pero resulta algo complejo aplicarlo sin la ayuda de una herramienta informática. Para ello veremos como Simulink incorpora dicha teoría para permitir el diseño del modelo de una forma más intuitiva, rápida y práctica.

El capítulo sexto se introduce el software informático a utilizar en la realización de este proyecto fin de carreta.

Estos seis capítulos corresponden al Estado del Arte de este proyecto fin de carrera. Una vez conocido este, se procede a la realización del modelo.

Para ello, en el capítulo séptimo, se describe el sistema de dirección objeto de proyecto que se va a modelar. Se estudia el tipo de sistema de dirección que es, que sistema de suspensión asociado lleva, número de componentes, disposición de estos, posible funcionamiento fijándose en articulaciones y componentes del sistema, algo muy importante de cara a la creación del modelo.

En el capítulo ocho, se extraen las propiedades físicas de los diferentes componentes del sistema, necesarias para la realización del modelo. Para ello se aplican diferentes herramientas, como puede ser el diseño CAD (Acrónimo en Inglés de Diseño Asistido por Computador) o teoría de estructuras y resistencia de materiales.

El capítulo noveno plantea la realización del modelo informático necesario, mediante Simulink, para la simulación del funcionamiento del sistema de dirección.

El décimo capítulo expone los resultados obtenidos del modelo como objeto de diferentes simulaciones en función de las características del sistema, las cuales se variarán para comparar resultados y encontrar el punto óptimo de funcionamiento.

En onceavo capítulo presenta las conclusiones finales de la realización del proyecto, así como las posibles aplicaciones y ampliaciones futuras.

INTRODUCCIÓN y objetivos

El duodécimo capítulo presenta un presupuesto estimado de la realización del proyecto y por último se detallarán las referencias bibliográficas utilizadas para la realización de este proyecto.

1.3 OBJETIVOS

El objetivo que persigue este proyecto fin de carrera es la creación de un modelo de simulación utilizando las aplicaciones de la teoría MULTIBODY de las que dispone SIMULINK para estudiar el comportamiento de sistema de dirección de un automóvil y que permita la modificación de los parámetros del mismo y comparar los resultados, para mejorar el comportamiento del vehículo.

La consecución de este objetivo final conlleva la superación de objetivos parciales durante la realización del proyecto:

- Aprendizaje en torno al funcionamiento y diseño de sistemas de suspensión y dirección.
- Adquisición de conocimientos en torno a la teoría Multibody, necesaria para la realización del modelo.
- Medición y análisis del sistema real, para obtener datos necesarios y comprender el funcionamiento.
- Aprendizaje en el manejo del programa informático utilizado, Simulink.
- Identificación y asociación de los componentes a un bloque concreto a la hora de realizar el modelo.
- Simulación del modelo de acuerdo a los parámetros iniciales del sistema, los cuales se variarán.
- Observación y estudio de los cambios de comportamiento del sistema y por extensión del vehículo en función de la variación de los parámetros iniciales del sistema.

Capítulo 2

2.SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.1 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección es aquel conjunto de mecanismos que permiten orientar las ruedas directrices del vehículo para que este sea capaz de seguir la trayectoria deseada por el conductor.

Para que el accionamiento de sistema no requiera un gran esfuerzo por parte del conductor el vehículo dispone de un mecanismo desmultiplicador (en vehículos más antiguos) o servomecanismos de asistencias, en vehículos más actuales.

En la **Figura 2.1** se puede observar una imagen de un sistema de dirección:

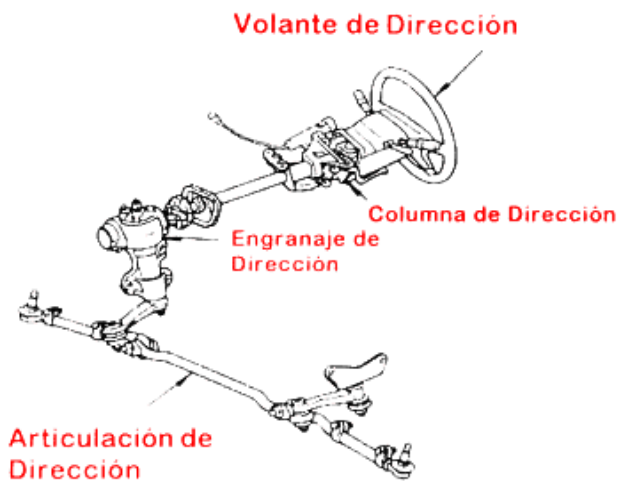


Figura 2.1: Sistema de dirección de un automóvil. (14)

No obstante, en la figura superior faltan componentes importantes del sistema de dirección, como son las manguetas, las cuales tienen un brazo que hace la función de biela para realizar la articulación, y la rueda, que va fijada a la mangueta y es la que finalmente dirige el vehículo sobre la carretera.

2.1.1 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR UN SISTEMA DE DIRECCIÓN (1)

La dirección es uno de los órganos más importantes en el vehículo, junto con el sistema de frenos y la suspensión, ya que de estos elementos depende la seguridad de los ocupantes del vehículo. Por ello, el sistema debe reunir una serie de cualidades que proporcionen al conductor de la seguridad y comodidad necesaria para su conducción.

Seguridad: Depende del grado de fiabilidad del mecanismo y la calidad de los materiales empleados (un material inadecuado puede ocasionar un desgaste prematuro en el conjunto piñón-cremallera).

No obstante, la sencillez de diseño y montaje del sistema puede favorecer positivamente en la seguridad. Cuantos menos dispositivos móviles y menos anclajes y uniones tenga, se reduce la posibilidad de fallo en algún punto débil del sistema.

Suavidad: La suavidad se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase

La dureza en la conducción hace que esta sea desagradable, incluso dificultando el manejo y repercutiendo en un cansancio prematuro por parte del conductor.

Los parámetros que pueden influir en este aspecto son varios, desde un neumático con excesiva presión, a unos ángulos del sistema exagerados, o una carga excesiva sobre las ruedas directrices por una deformación del sistema o el chasis.

En definitiva, cualquier aspecto de la geometría del sistema influye en este aspecto.

Precisión: Se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni excesivamente suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ángulo de ataque (debido a un mal reglaje) o por una pequeña desmultiplicación, la conducción es más imprecisa.

En el caso totalmente contrario, de excesiva suavidad, el conductor puede llegar a no sentir la dirección, haciendo que el vehículo siga una trayectoria imprecisa.

La falta de precisión se puede deber a:

- Excesivo juego en los diferentes componentes del sistema.
- Por alabeo de las ruedas.
- Por un desgaste desigual en los neumáticos (falso redondeo) que hace ascender y descender la mangueta en cada vuelta de la rueda.
- Desequilibrio de las ruedas, principal causante del efecto Shimmy, que consiste en una serie de movimientos oscilatorios de las ruedas alrededor de su eje, que se transmite a la dirección produciendo reacciones de vibración en el volante.
- Presión de neumáticos, modifica las cotas de reglaje originales y puede hacer que el vehículo se desvíe a un lado.
- Modificación de las cotas de reglaje, debido a un excesivo esfuerzo en el sistema de dirección y/o suspensión.

Irreversibilidad: El volante debe mandar el giro a las ruedas, pero por el contrario, las oscilaciones que toman estas, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante. Es decir, que el movimiento se transmita de dentro del habitáculo hacia afuera, y no al revés.

SISTEMA de dirección

No obstante, un excesivo aislamiento de las irregularidades del terreno puede llevar al conductor a una pérdida de conciencia situacional, no percibiendo el estado del firme, grado de adherencia y diversos factores que pueden influir sobre la estabilidad del vehículo.

2.2 FUNCIONAMIENTO (1)

Todo sólido que describe un movimiento curvo o realiza un giro, realiza este en torno a un punto fijo denominado Centro Instantáneo de Rotación (CIR). En un automóvil, cuando se inicia una maniobra de giro, el vehículo ha de tener un único CIR, por lo tanto, todas las ruedas del vehículo tendrán un único CIR.

En la **Figura 2.2**, la **Figura 2.3**, la **Figura 2.4** y la **Figura 2.5** podemos observar como diferentes tipos de vehículos tiene un CIR en un viraje:

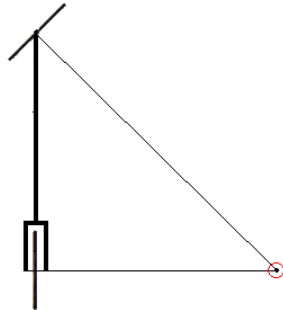


Figura 2.2: CIR en vehículo de dos ruedas. (1)

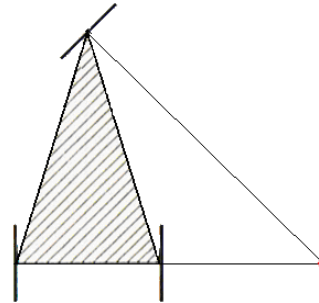


Figura 2.3: CIR en vehículo de tres ruedas. (1)

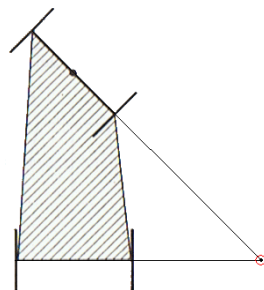


Figura 2.4: CIR en vehículo de cuatro ruedas con eje directriz rígido. (1)

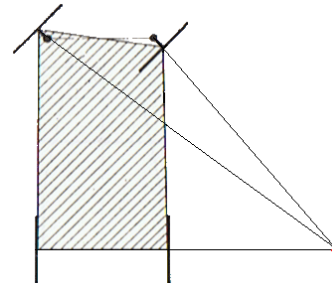


Figura 2.5: CIR en vehículo de cuatro ruedas con eje directriz partido. (1)

Se evidencia en las imágenes que el centro instantáneo de rotación es colineal al eje trasero del vehículo (siempre y cuando sea rígido) y son las ruedas directrices las que se orientan para conseguir que el vehículo gire en torno a un único centro instantáneo de rotación.

En vehículos cuyo eje directriz sea el trasero y el eje rígido el delantero (sobre todo de carácter industrial) es sencillo intuir que el CIR se encontrará en la parte anterior del vehículo colineal con el eje delantero.

Existen vehículos en el mercado ejes tándem (**Figura 2.6** y **Figura 2.7**), hecho que en principio se contradice con lo expuesto anteriormente, pero en este caso, se toma un eje imaginario en el punto medio entre los ejes, como se observa en las imágenes posteriores.

Debido a esto, las ruedas estarán sometidas a deriva, por lo que deslizarán sobre el asfalto, con un mayor desgaste, hecho que puede evitarse si uno de los ejes tándem admite

pequeños ángulos de guiñada. No obstante, algunos vehículos industriales permiten elevar uno de los ejes tándem, consiguiendo que el CIR sea colineal con el eje trasero y evitando la deriva del neumático.

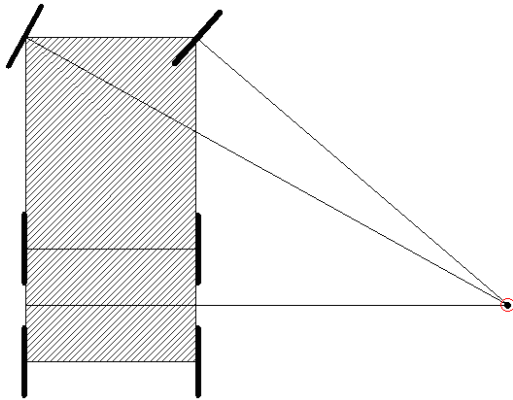


Figura 2.6: CIR en vehículo con dos ejes rígidos. (1)

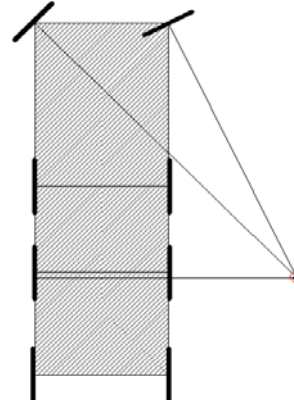


Figura 2.7: CIR en vehículo con 3 ejes rígidos. (1)

Para que se cumpla el hecho de que todas las ruedas tengan el mismo centro instantáneo de rotación se debe cumplir una condición fundamental: LA CONDICIÓN DE ACKERMAN, que se explica a continuación de forma detallada.

2.3 CONDICIÓN DE ACKERMAN (1) (2)

La condición de Ackerman es indispensable para que el trazado de la curva se ajuste lo más exactamente posible a lo que el conductor desee según la instrucción que envíe desde el volante. Con un esquema que visualiza un vehículo en planta realizando el trazado de un viraje se puede deducir fácilmente esta relación:

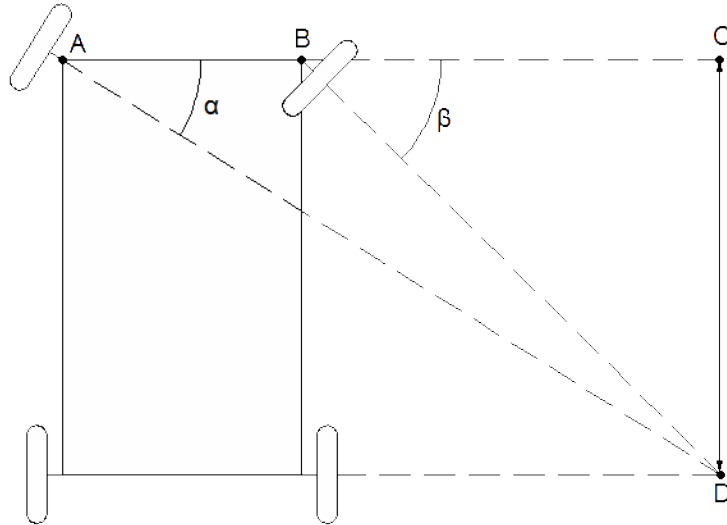


Figura 2.8: Condición de Ackerman. Ángulos. (2)

Como se aprecia en la **Figura 2.8**, el ángulo (β) que forma el neumático interior con la horizontal es mayor que el ángulo (α) que forma el neumático exterior.

Para que las líneas perpendiculares a la rueda se corten en el mismo punto (Centro Instantáneo de Rotación), se debe cumplir la condición de Ackerman, que se demuestra a continuación:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{CD}{AC} \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{CD}{BC} \end{aligned} \right\} AB = AC - BC \quad \text{Ecuación 2.1}$$

$$AB = \frac{CD}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{CD}{\operatorname{tg} \beta} = CD(\cot \alpha - \cot \beta) \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{AB}{CD} = \frac{Vía}{Batalla} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Por lo tanto, la condición de Ackerman viene dada por la expresión deducida anteriormente:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{Vía}{Batalla} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

De esta condición se deduce cuál de los dos ángulos es mayor, ya que el resultado del cociente siempre ha de ser positivo. En definitiva, se puede certificar que $\cot \alpha > \cot \beta$, y que $\tan \alpha < \tan \beta$ y consecuentemente que:

$$\alpha \text{ (ángulo exterior viraje)} < \beta \text{ (ángulo interior viraje)}$$

La condición de Ackerman es más extensa que esta ecuación, para ello colocamos los ángulos apuntando hacia el centro del vehículo, como se ve en la **Figura 2.9**.

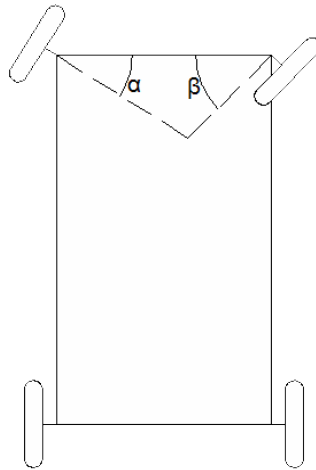


Figura 2.9: Ángulos de giro de la rueda apuntando al centro del vehículo (2)

Se puede observar que cualquier par de ángulos (esto quiere decir para cualquier giro del volante y en definitiva de las ruedas) forma un triángulo cuyo tercer vértice está situado en una recta que parte de la esquina trasera del lado interior del viraje, y que finaliza en el centro de parte delantera, como se observa en la **Figura 2.10**.

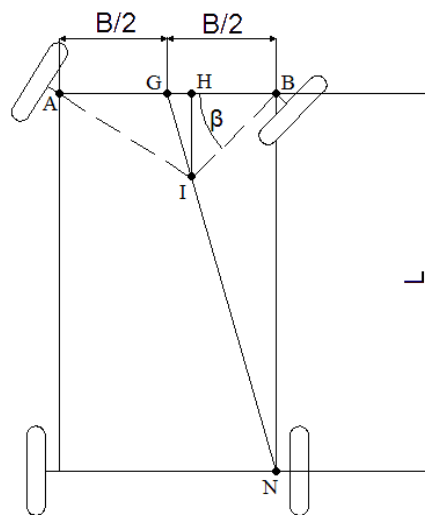


Figura 2.10: Recta de Ackerman. Deducción. (2)

La demostración es más complicada de intuir que la anterior, pero muy sencilla de comprobar.

Se procede a demostrar que el ángulo A del triángulo ABI es igual al ángulo α siendo α y β cualquier par de ángulos que cumplen la condición de Ackerman.

La recta GN corta con el triángulo ABI en el punto I, y desde ese punto se traza una perpendicular a la parte frontal del vehículo (AB), obteniendo de este modo el punto H. El punto G es, la parte centra del segmento AB. La demostración comienza por hallar las tangentes de los ángulos en cuestión, es decir, A y β :

$$\operatorname{tg} A = \frac{IH}{HA} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{IH}{HB} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Se hallan las inversas de las tangentes y se restan, para comprobar si la condición de Ackerman es cierta o no:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} A} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{HA - HB}{IH} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Solo queda demostrar que el segundo miembro de la igualdad es exactamente la vía entre la batalla del vehículo, quedando demostrado que $A = \alpha$. Para ello se sustituye $HA - HB$ por $2GH$, tal y como se ve en la **Imagen 10**.

$$\frac{1}{\operatorname{tg} A} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{HA - HB}{IH} = \frac{2GH}{IH} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Observando de nuevo la imagen anterior, se obtiene que los triángulos GHI y GBN son semejantes y por lo tanto:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} A} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{2GB}{NB} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

Relacionando estos segmentos con las dimensiones del vehículo, podemos asegurar que se cumple rigurosamente lo siguiente:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} A} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{Vía}{Batalla} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

De acuerdo a esta demostración, se puede asegurar que el ángulo A del esquema es exactamente el ángulo α de giro de la rueda exterior.

De esta forma se debe cumplir que para cualquier par de ángulos que cumplan la condición de Ackerman éstos deben de cortar en una recta que parte de la esquina trasera correspondiente al lado interno del viraje y que acabe en el centro de la parte delantera del vehículo.

Al colocar varios pares de ángulos que cumplan la condición de Ackerman, podemos comprobar que, efectivamente, coinciden en la misma recta, como se aprecia en la **Figura 2.11**.

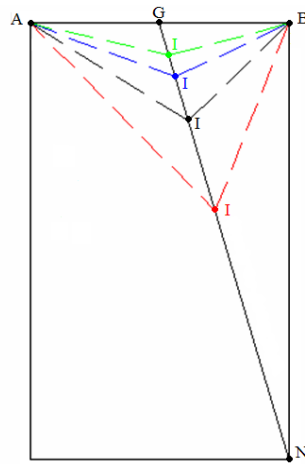


Figura 2.11: Recta de Ackerman. (2)

A la recta en cuestión se la denomina recta de Ackerman. El motivo por el que parte siempre de la esquina trasera del lado al que vira el vehículo se debe a que la rueda directriz interna gira con mayor ángulo, debido a que tiene que recorrer un arco de menor radio que la externa. Dicha condición implica un problema, y es el del mecanismo que se debería utilizar para que al actuar sobre la dirección girando el volante, el propio sistema sea capaz de girar las ruedas de forma que se cumpla la condición de Ackerman.

2.4 TRAPECIO DE JEANTAUD O TRAPECIO ARTICULADO

La solución más adecuada al problema antes comentado consiste en la aplicación de un cuadrilátero articulado, de forma trapezoidal y simétrico respecto al eje longitudinal del vehículo (**Figura 2.12**). Este mecanismo se conoce como trapezio articulado o trapezio de Jeantaud y se construye en función de las dimensiones del vehículo.

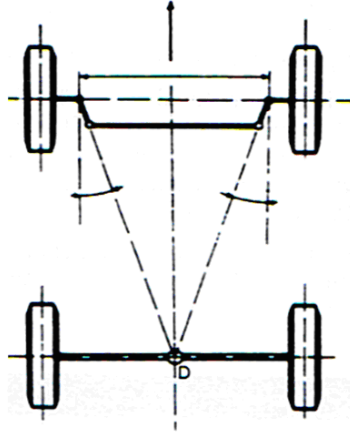


Figura 2.12: Trapecio de Jeantaud. Simetría. (1)

La razón para la construcción de un trapezio es que al girar, las ruedas no pueden ir paralelas, si el mecanismo fuera un paralelogramo articulado, el ángulo girado por ambas ruedas sería el mismo, y por tanto, las ruedas serían paralelas.

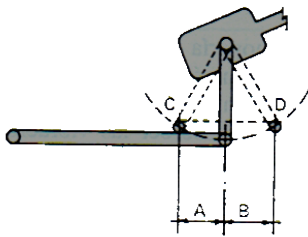


Figura 2.13: Paralelogramo articulado. (1)

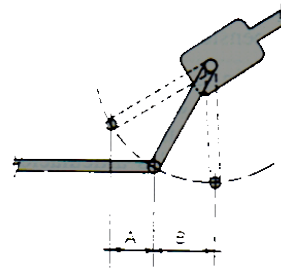


Figura 2.14: Trapecio articulado. (1)

En la **Figura 2.13** observamos la disposición de las manivelas en un paralelogramo articulado, junto a la mangueta que une la rueda con el mecanismo. Los ángulos de giro de las manguetas son exactamente iguales.

En la **Figura 2.14** observamos la disposición de las manivelas en un trapezio articulado, junto a la mangueta que une la rueda con el mecanismo. Los ángulos que se desplazan las manguetas son diferentes el uno del otro.

De igual modo, la colocación de las barras del trapezio de ese modo, implica que las manivelas o bieletas del mecanismo (barras cortas) cuando están en reposo (es decir, el vehículo avanza en línea recta sin giro en el volante) sean paralelas a las rectas de Ackerman (existen dos rectas de Ackerman, una para virajes a izquierdas y otra para virajes a derechas).

Al mover el mecanismo para orientar las ruedas, las manivelas cambian su posición, y es por esto que ninguna dirección consigue cumplir la condición de Ackerman con completa exactitud, sino que el punto de corte de los ángulos de giro se desplaza por una curva muy próxima a la recta de Ackerman llamada "Curva de error". Podemos observar el fenómeno en la **Figura 2.15** y **Figura 2.16**:

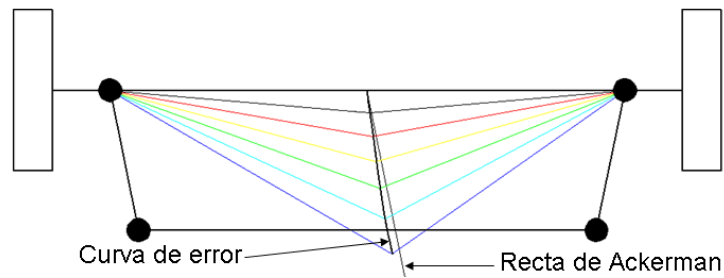


Figura 2.15: Recta de Ackerman y Curva de Error (3).

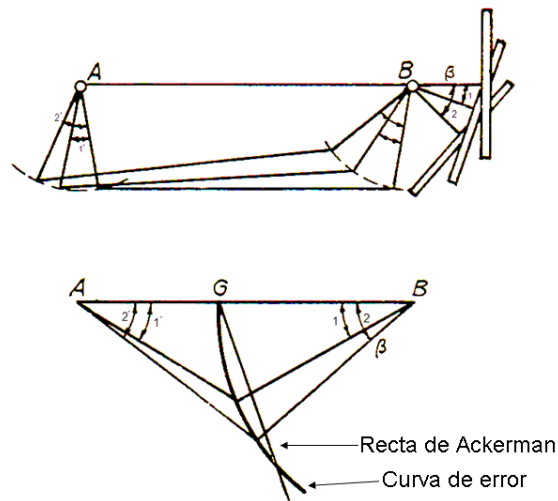


Figura 2.16: Recta de Ackerman y Curva de error (2).

El mecanismo del trapecio puede ser de dos tipos, eje rígido (no confundir con dirección por eje entero) o de eje dividido (no confundir con eje partido). Las direcciones por trapecio de eje rígido y eje dividido son dos tipos de dirección de eje partido (se muestra en la **Figura 2.5**) y emplean como mecanismo de orientación de las ruedas directrices un cuadrilátero articulado, que varía según el tipo de dirección.

En la **Figura 2.17**, el elemento 9, que corresponde a la biela de dirección, es una barra rígida, de la que adopta el nombre el mecanismo. El elemento 6 es la caja de dirección.

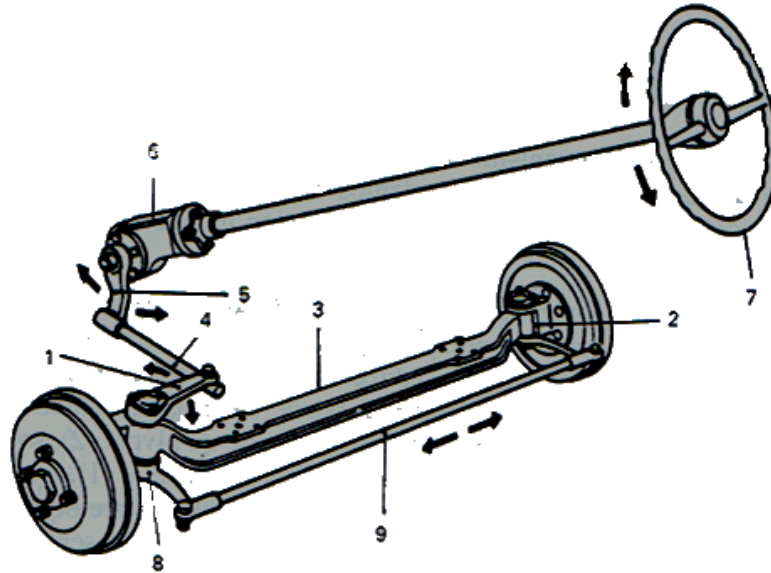


Figura 2.17: Trapecio articulado de eje rígido. (1)

En la **Figura 2.18** el trapecio articulado es del tipo dividido. Ahora la biela de dirección está dividida en 3 partes: una central (4 en la figura de la derecha), encargada de coordinar el movimiento de las laterales, y 2 laterales (2 y 6 en la figura de la derecha), que son las encargadas de empujar y tirar de las bieletas o manivelas del mecanismo para hacer que las ruedas se orienten.

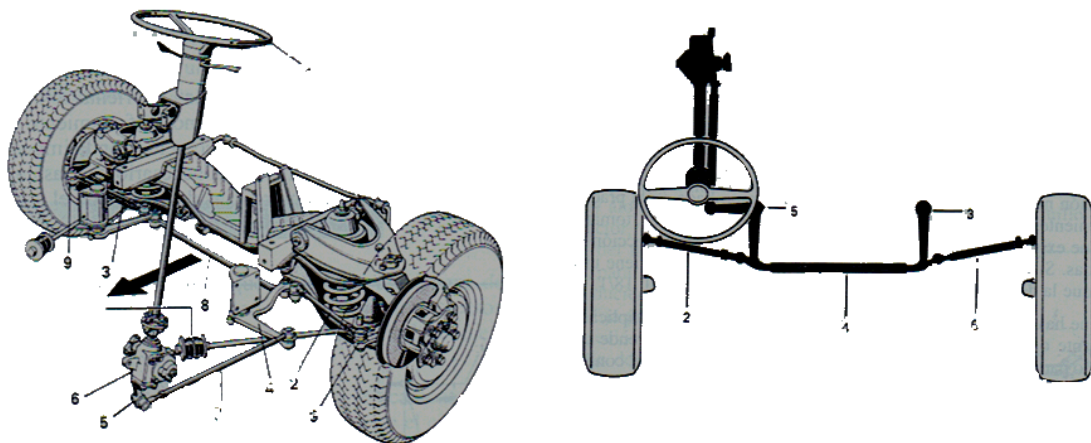


Figura 2.18: Trapecio articulado de eje partido. (1)

SISTEMA de dirección

A continuación se puede visualizar (**Figura 2.19**) la posición del trapecio articulado en reposo y realizando un viraje, tanto a izquierda como a derecha.

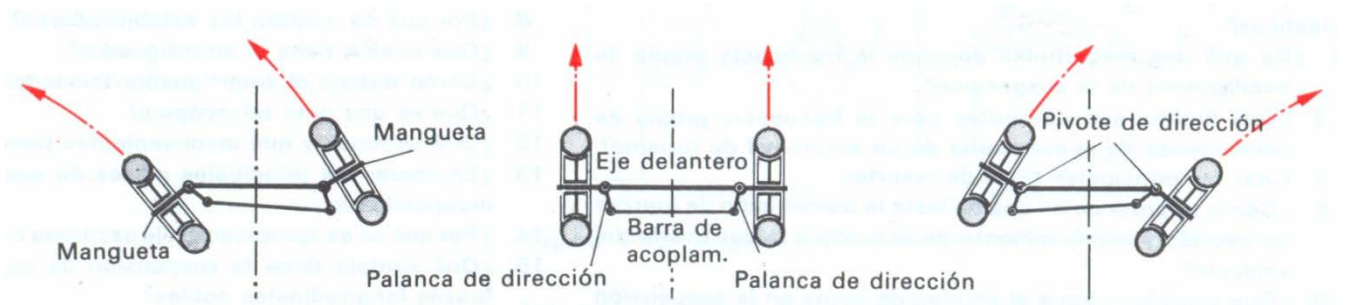


Figura 2.19: Trapecio articulado. Dirección y posición de las ruedas. (2)

Para concluir el tema de condición de Ackerman se va a comprobar la relación entre el movimiento del trapecio (que como ya se ha dicho guarda relación con las dimensiones del vehículo) y los ángulos de giro de las ruedas, para posteriormente comparar los resultados con lo establecido teóricamente por la condición de Ackerman.

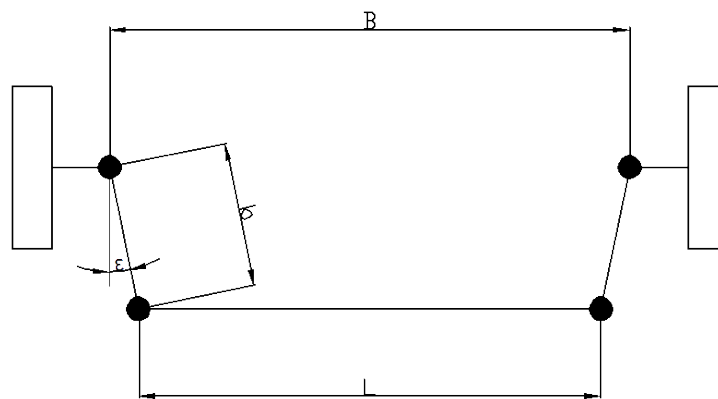


Figura 2.20: Dimensiones trapecio articulado. (1)

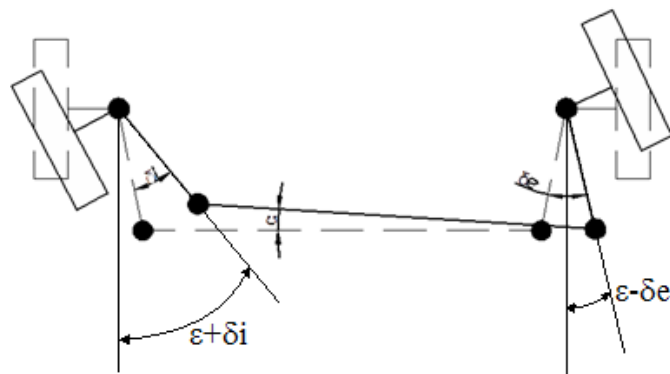


Figura 2.21: Análisis trapecio articulado (1).

En la **Figura 2.20** aparecen los parámetros B (vía), b (longitud de las palancas de acoplamiento o bieletas), L (longitud de la biela) y ε (ángulo entre el lateral del vehículo y las palancas de acoplamiento). Hay que recordar que el mecanismo es totalmente simétrico. Como la prolongación de las manivelas debe cortar en el centro del eje trasero del vehículo se debe de cumplir:

$$H \cdot \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{B}{2} \Rightarrow \varepsilon = \operatorname{arctg} \left(\frac{B}{2H} \right) \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde H es la batalla del vehículo. Recordar que la batalla del vehículo es la distancia entre ejes.

En la **Figura 2.21**, aparecen 3 parámetros, que son δ_i (ángulo de giro de la rueda interior al viraje), δ_e (ángulo de giro de la rueda exterior al viraje) y α (giro de la biela respecto a su posición de reposo).

Las relaciones que se cumplen son las siguientes:

De los desplazamientos en vertical obtenemos el valor de α :

$$b[\cos(\varepsilon - \delta_e) - \cos(\varepsilon + \delta_i)] = L \operatorname{sen} \alpha$$

$$\alpha = \operatorname{arcsen} \left\{ \frac{b}{L} [\cos(\varepsilon - \delta_e) - \cos(\varepsilon + \delta_i)] \right\} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

De los desplazamientos en horizontal obtenemos la relación entre δ_i y δ_e :

$$b[\operatorname{sen}(\varepsilon - \delta_e) + \operatorname{sen}(\varepsilon + \delta_i)] + L \cos \alpha = B$$

$$b \operatorname{sen}(\varepsilon - \delta_e) = B - L \cos \alpha - b \operatorname{sen}(\varepsilon + \delta_i)$$

$$\varepsilon + \delta_i = \operatorname{arcsen} \left[\frac{B}{b} - \frac{L}{b} \cos \alpha - \operatorname{sen}(\varepsilon - \delta_e) \right]$$

$$\delta_i = \operatorname{arcsen} \left[\frac{B}{b} - \frac{L}{b} \cos \alpha - \operatorname{sen}(\varepsilon - \delta_e) \right] - \varepsilon \quad \text{Ecuación 2.12}$$

Como en la expresión δ_i depende de sí mismo (α depende de δ_i), habrá que iterar para obtener el valor final. Del mismo modo podemos obtener el valor de δ_e para un ángulo interior δ_i conocido.

Se dan por válidas las dimensiones del trapecio de Jeantaud cuando se cumple que:

$$b = \frac{1}{2} \left(\frac{B}{\operatorname{sen} \varepsilon} - \frac{H}{\cos \varepsilon} \right) \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde b es la longitud de las palancas de acoplamiento, B la vía del vehículo, H su batalla y ε el ángulo entre el lateral del vehículo y las palancas de acoplamiento, igual que en las expresiones anteriores.

También podemos medir el ángulo de giro máximo -ángulo de viraje máximo- de las ruedas directrices conocido el mínimo radio de giro, que se puede obtener sabiendo que el diámetro mínimo suele ser 4 veces la vía del automóvil y que éste se mide desde la posición inicial del punto medio del eje trasero a la posición final del mismo punto, como se observa en la **Figura 2.22**:

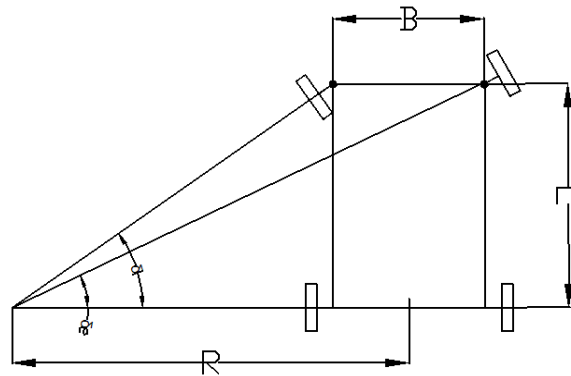


Figura 2.22: Ángulo de viraje máximo. (3)

Y así se tiene:

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{L}{R + B/2} = \frac{2L}{2R + B} = \frac{2L}{4B + B} = \frac{2L}{5B} \Rightarrow \delta_i = \operatorname{arctg} \left(\frac{2}{5} \frac{L}{B} \right) \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Nos interesa el ángulo de viraje exterior porque el interior es más pequeño y por lo tanto no es máximo. En el caso de que pueda interesarnos, la expresión es igual de sencilla de obtener.

Para el caso de un utilitario, cuya batalla suele ser del orden de los 2,5m y cuya vía es alrededor de 1,5m, se obtiene un ángulo máximo de viraje de 34°, que es lo más frecuente en automóviles, aunque el rango suele ser desde 30° a 40°, lo que con 3 vueltas de volante nos da una desmultiplicación desde 1/18 a 1/13 aproximadamente.

Como ya se habrá deducido, y en parte gracias a los esquemas de funcionamiento, las ruedas del vehículo al tomar una curva describen trayectorias circulares de distinto radio. En el movimiento de un automóvil convencional de 4 ruedas, habrá que diferenciar entre las 4 trayectorias que siguen las curvas. En la **Figura 2.23** que aparece a continuación se refleja perfectamente este concepto:

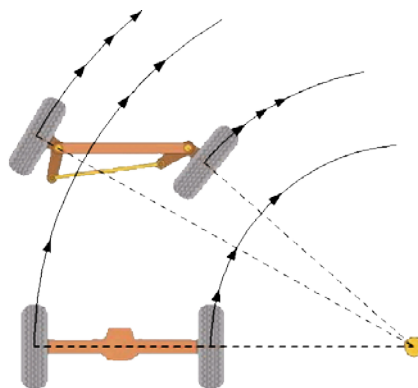


Figura 2.23: Desviación de rodadas. (3)

La definición estricta de desviación de rodadas es la diferencia que existe entre el radio descrito por el punto medio del eje delantero y el radio descrito por el punto medio del eje trasero. La expresión de la desviación de rodadas es muy sencilla y se puede hallar fácilmente con la ayuda de un pequeño esquema, representado en la **Figura 2.24**.

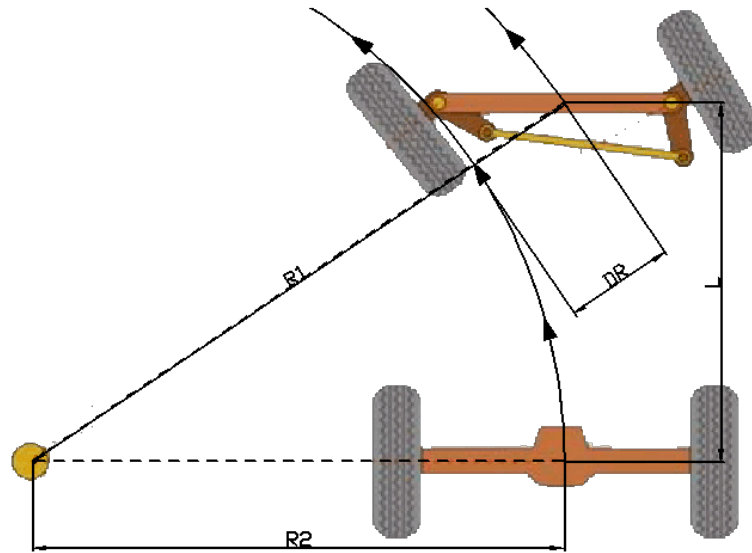


Figura 2.24: Desviación de rodadas. Cálculo. (3)

En la **Figura 2.24**, la desviación de rodadas aparece denotada como DR, mientras que L es la batalla del vehículo, R_1 es el radio descrito por el punto medio del eje delantero y R_2 el radio descrito por el punto medio del eje trasero.

La expresión para la desviación de rodadas se obtiene simplemente aplicando el teorema de Pitágoras:

$$DR = R_1 - R_2 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$\uparrow L \Rightarrow \uparrow DR \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Esta expresión se escribe en función de R_1 y de L porque L es una medida sobre la que no se puede realizar modificación (para un mismo vehículo) y el conductor del vehículo tiene mucho más control sobre R_1 que sobre R_2 (el conductor se sitúa en la parte delantera del vehículo), aunque la expresión se puede expresar de igual modo en función de R_2 y L:

$$DR = R_1 - R_2 = \sqrt{R_2^2 + L^2} - R_2 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Y vemos que se cumple de igual modo que al aumentar la batalla del vehículo aumenta su desviación de rodadas.

La desviación de rodadas cobra especial importancia en vehículos con una longitud bastante grande, como es el caso de autobuses, limusinas y camiones, ya que la desviación de rodadas aumenta con la batalla del vehículo.

Capítulo 3

3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

3.1 DEFINICIÓN SISTEMA DE SUSPENSIÓN

En el sistema de dirección de un vehículo influye en gran medida el sistema de suspensión. Esto se debe a que con el recorrido de la suspensión, tanto ángulos como componentes varían la posición, modificando el comportamiento del sistema. En sentido opuesto, el movimiento de las ruedas por medio de la dirección también implica un movimiento en el sistema de suspensión.

El chasis de un vehículo es rígido (aunque por características de los materiales siempre goza de algo de flexibilidad) por ello necesita ser sustentado sobre un sistema que sea capaz de adaptar el tren rodante a la orografía del terreno y los posibles defectos de este, a la vez de mantener permanente contacto entre el neumático y la calzada, con el fin de que la adherencia y estabilización del vehículo sea máxima.

Este sistema es el sistema de suspensión. Dicho sistema se basa principalmente en el uso de componentes capaces de almacenar energía y devolverla al firme, aislando el chasis y carrocería del vehículo.

Estos componentes son el amortiguador y un resorte.

SISTEMA de suspensión

El resorte puede encontrarse de diferentes formas, un muelle, ballestas, balonas neumáticas etc. La función del resorte es transformar la energía producida por un defecto en el firme o movimiento de la rueda en energía potencial elástica, de forma que una vez superado ese defecto que acciona la suspensión, el muelle sea capaz de devolver la rueda a su posición en contacto con el firme.

El amortiguador tiene la función de suavizar el movimiento forzado por el resorte, sobre todo en el movimiento de extensión, donde si el amortiguador no existiese (o estuviese en mal estado) la rueda volvería a su posición de forma brusca, produciendo un movimiento vibratorio debido al muelle. El amortiguador reduce y elimina este efecto.

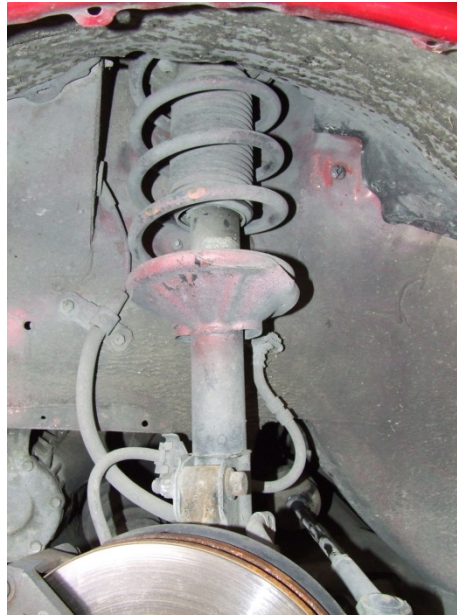


Figura 3.1: Conjunto muelle y amortiguador Nissan 100 NX.

3.2 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión realiza una función muy importante dentro de la seguridad activa de un vehículo. Es el principal responsable de la estabilidad y la correcta respuesta del coche ante cualquier movimiento o acción (giro, aceleración o frenado) y toma importante papel en la dinámica vehicular, tanto lateral como longitudinal.

Por ello, ha de reunir unas características básicas.

Resistencia: El sistema debe tener resistencia suficiente para sostener el peso del chasis, carrocería y todos los componentes instalados. De igual modo ante posibles fuertes absorciones de defectos en el firme (baches, badenes, y obstáculos varios). Si el sistema no gozase de resistencia suficiente se podrían producir deformaciones permanentes en el sistema, que afectarían negativamente al funcionamiento.

Elasticidad: Para mantener constantemente el contacto del neumático con el firme, absorbiendo la orografía y recuperando su posición de la manera más rápida.

Suavidad: La suspensión no solo es un sistema de seguridad activa, sino también de confort, por lo tanto, las vibraciones producidas por la elasticidad del sistema (resortes, uniones etc.) han de ser amortiguadas de forma que dichas vibraciones no influyan en el habitáculo y el confort de los ocupantes sea máximo. Si bien es cierto que esta característica depende del tipo de vehículo y tarado de la suspensión.

Aunando estas características, el vehículo no solo tendrá una correcta estabilidad, sino que tanto el conductor como los ocupantes gozarán de un importante grado de confort. Los ocupantes percibirán este grado de confort gracias a la absorción de las irregularidades de la calzada mediante el sistema de suspensión. El conductor además, tendrá un mayor confort y menor fatiga en la conducción cuanto más sencillo sea el manejo del vehículo.

3.3 ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN (3)

Para el diseño de cualquier sistema de suspensión se parte de un análisis dinámico básico, que se va evolucionando hasta un sistema lo más cercano a la realidad, con el fin de que el sistema cumpla los objetivos deseados.

3.3.1 MODELO 1: Chasis con sistema de resorte y amortiguador.

Como se puede observar en la **Figura 4.2**, el primer paso es crear un sistema compuesto por una masa (masa del vehículo en orden de marcha sin ocupantes) un amortiguador y un resorte.

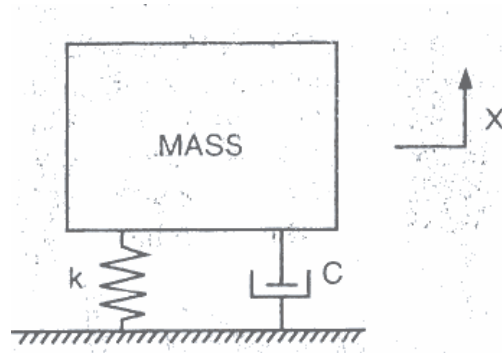


Figura 3.2: Modelo 1. (3)

Por tanto, en el modelo actúan tres fuerzas diferentes:

Fuerza inercial: No es más que la 2ª ley de Newton aplicada a la masa (m) del sistema:

$$F = m \cdot \frac{d^2 x}{d^2 t} [N] \quad \text{Donde } \frac{d^2 x}{d^2 t} \text{ es la aceleración.} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Fuerza de amortiguación, que es función de la velocidad ($\frac{dx}{dt}$) y del coeficiente de amortiguación (C).

$$F_{amort} = C \cdot \frac{dx}{dt} [N] \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Fuerza del muelle que es función del desplazamiento (x) y de la constante de recuperación del muelle (k).

$$F_{muelle} = k \cdot x [N] \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Este modelo se puede evolucionar como se muestra en la **Figura 3.3**, incluyendo la masa de los posibles ocupantes equipaje, combustible, lubricantes, es decir, toda la masa suspendida del vehículo.

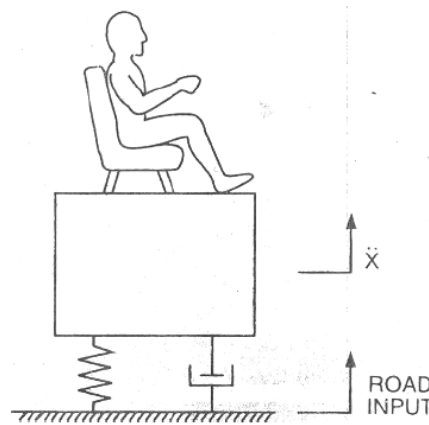


Figura 3.3: Evolución del Modelo 1 incluyendo toda la masa suspendida. (3)

A partir de m , C y k se definen dos parámetros importantes. Uno de ellos es la frecuencia de resonancia del sistema, que queda definida de la siguiente forma:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [rad / s]} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

El otro parámetro es el “nivel crítico” del coeficiente de amortiguación. El coeficiente de amortiguación para obtener un “nivel crítico” de amortiguación viene dado por la siguiente expresión:

$$C_{crit} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \text{ []} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

La relación existente entre el coeficiente de amortiguación C y el coeficiente crítico de amortiguación $\left(\frac{C}{C_{crit}}\right)$ es fundamental en la elección de la amortiguación dentro del conjunto amortiguador-muelle-masa. Este ratio es el llamado Coef. de amortiguamiento, normalmente representado con el símbolo ζ .

En un automóvil, la principal tarea de la suspensión es ampliar al máximo el nivel de confort, el cual se ve afectado por ejemplo por factores como las irregularidades del pavimento. De esta forma, una de las variables tomadas para el saber el nivel de falta de confort es el de la aceleración vertical que el sujeto sufre al estar sentado en el vehículo.

La amplitud de la amortiguación está estrechamente relacionada con su longitud de onda. De esta forma, ondas de amortiguación de gran amplitud vertical tienen una larga longitud de onda. Análogamente ondas de amortiguación de pequeña amplitud vertical tienen una corta longitud de onda.

De esta forma, es fácil observar en una prueba realizada en carretera que en el dominio frecuencial, las amplitudes máximas de amortiguación se producen a pequeñas frecuencias, mientras que las amplitudes pequeñas tienen lugar en altas frecuencias.

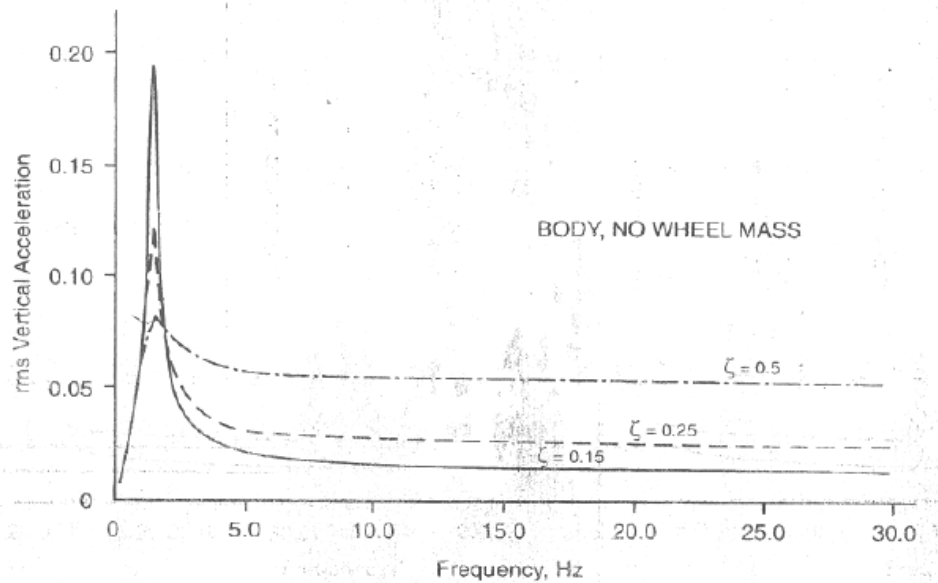


Figura 3.4: Gráfica aceleración vertical en función de la frecuencia y el Coef. de Amortiguamiento.
(3)

Así pues, en la **Figura 3.4** se puede observar cómo se produce este efecto sobre el modelo básico que se ha planteado.

En esta gráfica se han utilizado valores típicos de aceleraciones verticales que se producen en la práctica real en los vehículos. Cuanta más aceleración, menor el nivel de confort, por lo que a frecuencias menores, menor confort. Así mismo, el valor de frecuencia donde tiene lugar el pico de aceleración representa la frecuencia de resonancia del sistema.

Paralelamente se observa que, a medida que el coeficiente de amortiguación aumenta, por ejemplo, de tal forma que el coeficiente crítico de amortiguación aumenta de 0,15 a 0,5, el pico que tiene lugar en torno a 1Hz se reduce, mientras que la aceleración vertical que aparece a partir de los 2Hz es aumentada. De esta forma, es inevitable tener que llegar a un compromiso en la elección de los niveles (o tarado) de amortiguación.

3.3.2 MODELO 2: Masa suspendida, masa no suspendida y neumático.

De todas formas, el comportamiento del automóvil es aun más complicado que el mostrado por el Modelo 1, ya que no incluye el comportamiento que aporta el neumático. Además tampoco tiene en cuenta la masa no suspendida.

Por tanto, se evoluciona el Modelo 1 incluyendo la masa no suspendida (trapezios, manguetas, amortiguador, muelle, rueda, etc.) y el comportamiento del neumático, que actúa como un resorte, por lo tanto en el análisis se esquematiza como tal, con constante de elasticidad K_T , tal y como se puede observar en la **Figura 3.5**.

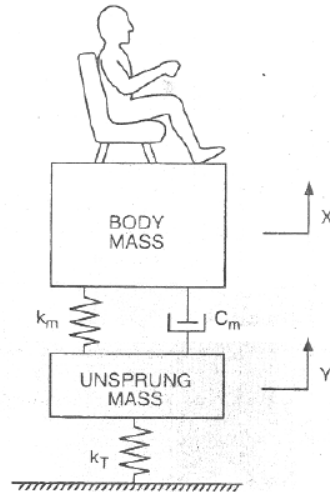


Figura 3.5: Modelo 2. Masa suspendida, no suspendida y neumático. (3)

Como se observa en el modelo, la rueda soporta los efectos de la masa tanto suspendida (cuerpo del pasajero, vehículo, lubricantes, combustibles) como no suspendida (conjunto neumático-amortiguador-muelle en este caso).

La **Figura 4.6** muestra el efecto de la resonancia de la masa no suspendida, en la que aparece un pico de aceleración vertical a los 11 Hz aproximadamente. El otro pico a 1 Hz debido al comportamiento del amortiguador sigue no obstante existiendo.

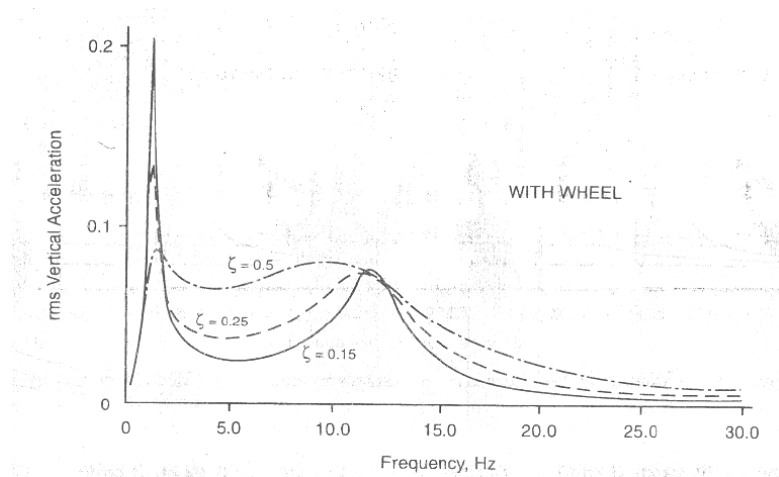


Figura 3.6: Gráfica aceleración vertical en función de la frecuencia y el Coef. de rozamiento. (3)

Así mismo, la **Figura 3.7** muestra la transmisibilidad de la masa no suspendida. Dicha transmisibilidad es el ratio existente entre la amplitud del movimiento de la rueda y la amplitud de onda del firme o carretera, es decir, la cantidad de irregularidad del terreno que absorbe el neumático.

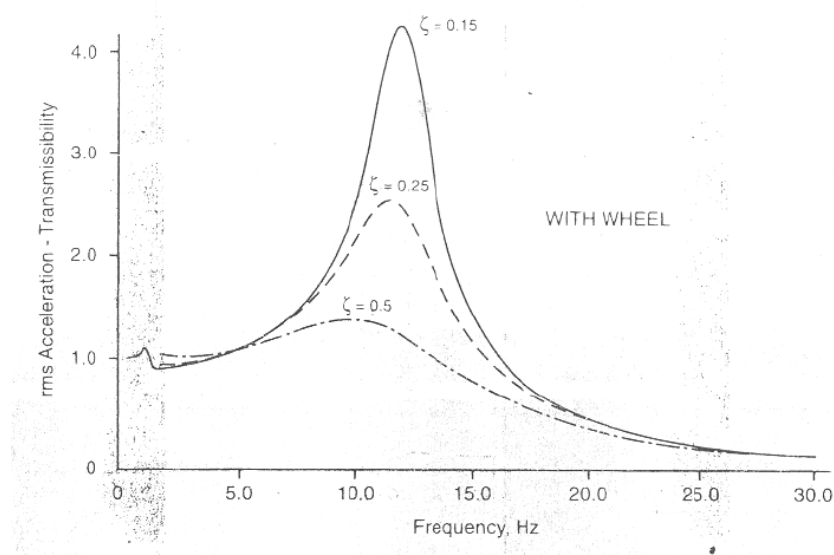


Figura 3.7: Gráfica transmisibilidad neumático - calzada. (3)

Como se observa, a medida que el coeficiente crítico de amortiguación aumenta, dicha transmisibilidad es reducida. Por todo ello, otro parámetro a controlar por el amortiguador debe ser la resonancia debida a la masa no suspendida. Como referencia, una transmisibilidad mayor a 2,5 comienza a provocar botes en el neumático, con la consiguiente pérdida de estabilidad en el control del vehículo.

3.3.3 MODELO 3: Se incluye el comportamiento del asiento

Este apartado no influye en el comportamiento del vehículo y queda al margen del objetivo del proyecto, por lo que se comentará brevemente a título informativo.

Simplemente se trata de una evolución del Modelo 2 donde se incluye una constante elástica más, al modelar el asiento como un muelle más, como se aprecia en la **Figura 3.8**.

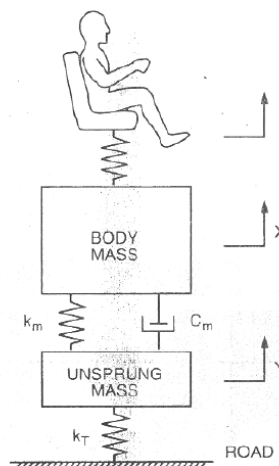


Figura 3.8: Modelo 3. Se incluye el comportamiento del asiento. (3)

3.4 TIPOS DE SUSPENSIÓN SEGÚN SU GEOMETRÍA

Actualmente existen diferentes tipos de sistemas de suspensión. Se puede establecer una clasificación en torno al tipo de resorte y amortiguador utilizado:

- Suspensión por ballestas: Utiliza placas superpuestas fijadas en los extremos como elemento elástico, aprovechando la flexibilidad del material. Un sistema antiguo, que se puede ver aun en algunos 4x4 o vehículos industriales.
- Suspensión neumática: Utiliza una balona de aire como resorte, permite variar la dureza y altura de la suspensión introduciendo mayor o menor cantidad de aire en las balonas.
- Suspensión por muelle: Resorte metálico tradicional que trabaja a torsión.

También los amortiguadores pueden ser de gas, hidráulicos, de simple (un único coeficiente de amortiguación) o doble efecto (tienen un coeficiente de amortiguación en compresión y otro en extensión).

En este proyecto, esta clasificación no es excesivamente significativa, ya que al fin y al cabo, todos los resortes se reducen a una constante de elasticidad " k " y los amortiguadores a una constante (o dos en el caso de los de doble efecto) de amortiguamiento " C ".

Sin embargo, existe otra clasificación, según su geometría, que cobra vital importancia en una simulación de este tipo, ya que el análisis mediante Multibody tiene en cuenta la dinámica y cinemática de cada componente del sistema, así como sus fijaciones, rótulas etc.

El comportamiento por tanto no será el mismo. Por ello, en las imágenes siguientes se muestran los principales tipos de geometría de suspensión, tanto delantera como trasera, de forma esquematizada. En apartados sucesivos, se estudiará a fondo el sistema de suspensión del vehículo elegido.

3.4.1 GEOMETRÍAS DE SUSPENSIÓN DELANTERAS

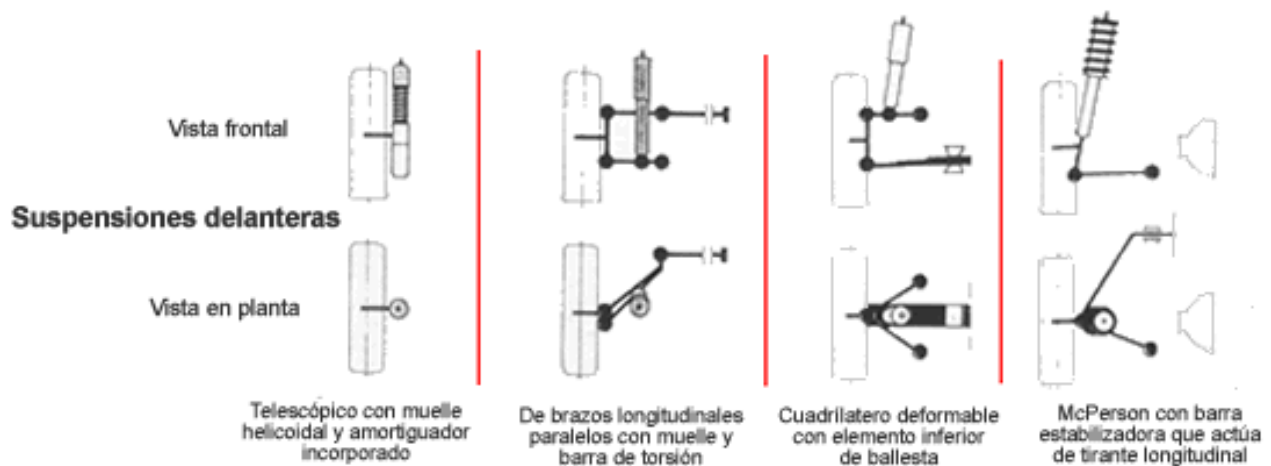


Figura 3.9: Tipos de geometría de suspensión delantera (4).

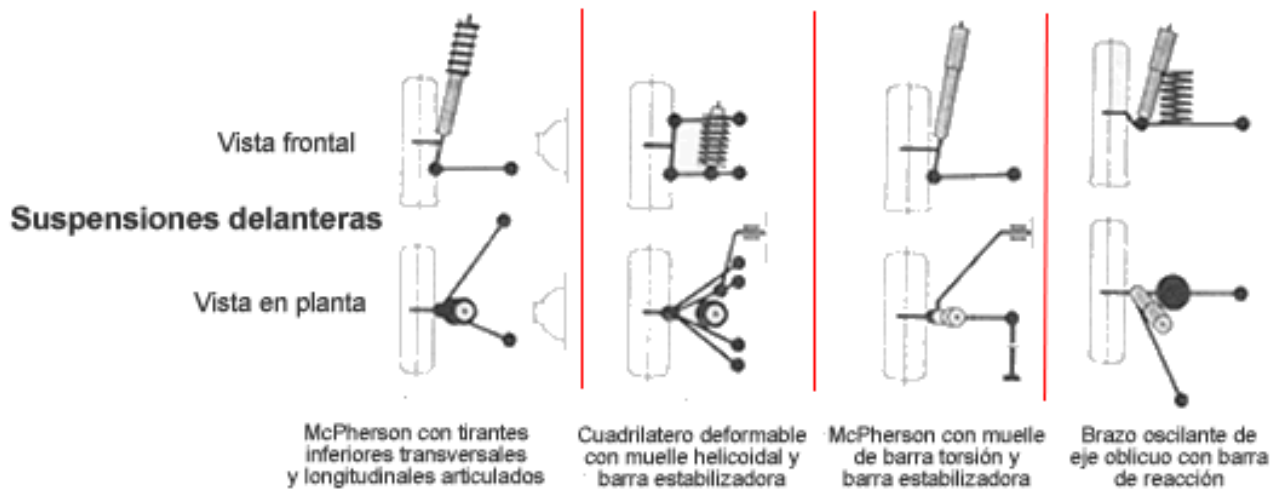


Figura 3.10: Tipos de geometría de suspensión delantera (4).

3.4.2 GEOMETRIAS DE SUSPENSIÓN TRASERAS

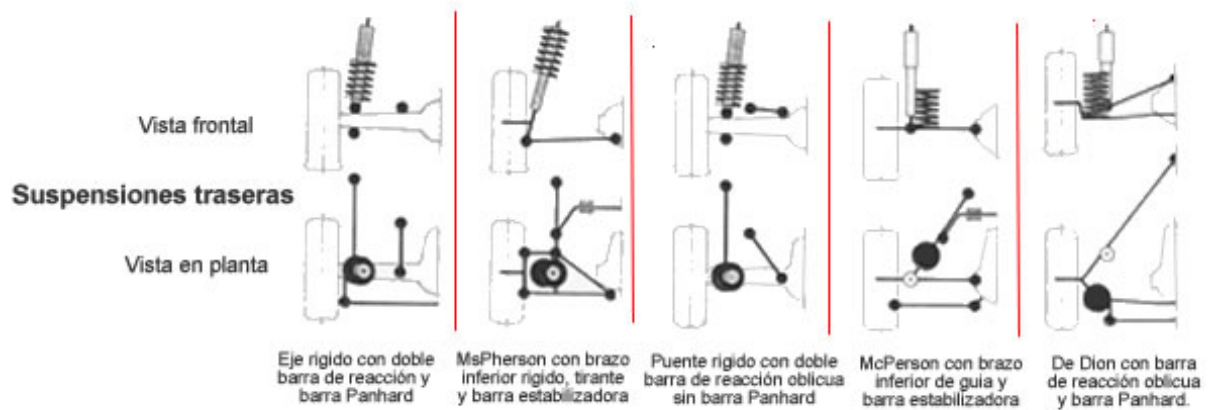


Figura 3.11: Tipos de geometrías de suspensión trasera (4).

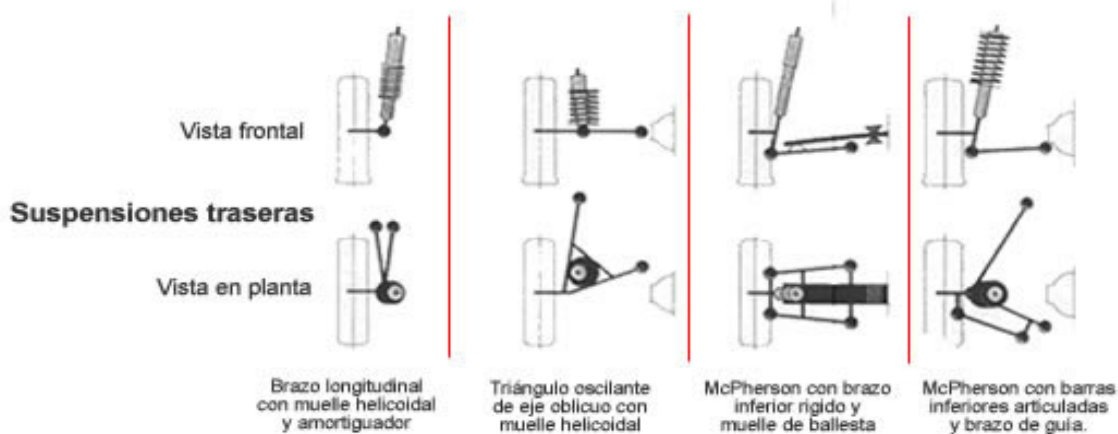


Figura 3.12: Tipos de geometrías de suspensión trasera (4).

Capítulo 4

4. PARÁMETROS DEL SISTEMA

4.1 ÁNGULO DE CAÍDA (1)

La caída o camber de la rueda es el ángulo que forman las ruedas delanteras con respecto a la vertical.

Cuando esta inclinación es hacia fuera, de modo que las ruedas están más distantes entre sí en la parte superior que en la inferior, la caída es positiva. La caída positiva se representa en la **Figura 4.1**. Cuando la inclinación es hacia dentro, de modo que las ruedas están más cerca en la parte superior que en la inferior, la caída es negativa. En la **Figura 4.2** se pueden observar los ángulos del plano medio de la rueda respecto al plano vertical.

La magnitud de la inclinación se mide en grados con respecto a la vertical y recibe el nombre de ángulo de caída. Se confiere a las ruedas una ligera inclinación inicial hacia fuera para que, cuando el vehículo esté cargado y circule por la carretera, la carga haga que las ruedas adopten una posición vertical. Si no se incluyera esta caída positiva inicial, la carga tendería a conferir al coche una caída negativa.

PARÁMETROS del sistema

Cualquier grado de caída, sea positiva o negativa, durante la marcha, produciría un desgaste irregular y más rápido de los neumáticos, ya que la inclinación de las ruedas hace que un lado de la cubierta esté más cargado que el otro.

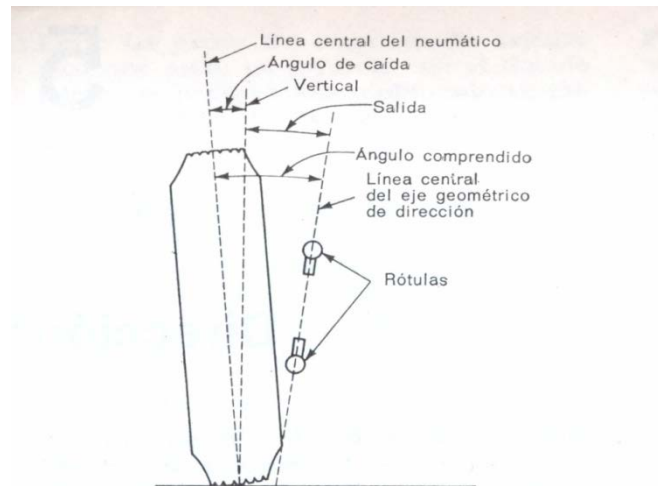


Figura 4.1: Ángulo de caída (1).

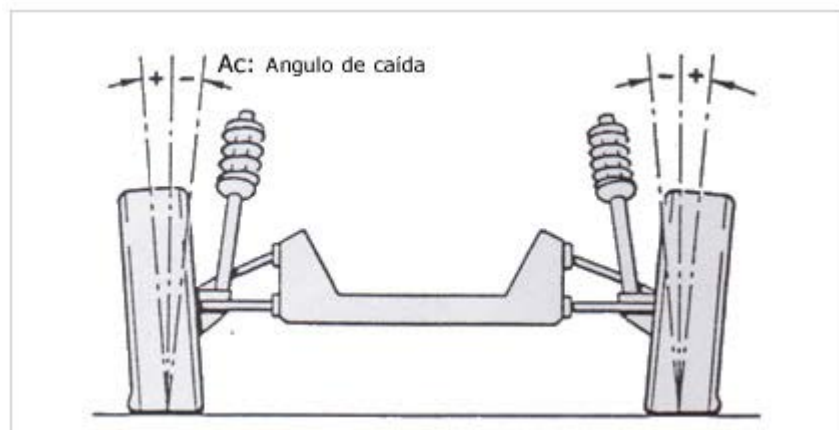


Figura 4.2: Ángulos de caída positivo y negativo. (5)

4.2 ÁNGULO DE SALIDA O INCLINACIÓN DEL PIVOTE DE DIRECCIÓN (1)

En el pasado, todos los sistemas de dirección incorporaban un pivote que fijaba la mangueta a un soporte. Recientemente se han introducido soportes con articulaciones de rótula. En este nuevo diseño, que se está generalizando en los coches más modernos, la mangueta y su soporte se combinan en una sola pieza, llamada simplemente mangueta. Esta nueva versión de la mangueta va soportada arriba y abajo por los brazos oscilantes, a los que está articulada por rótulas.

La inclinación con respecto a la vertical del pivote de dirección o, en su lugar, del eje geométrico de las rótulas, es un factor muy importante en el funcionamiento de la dirección, por constituir la línea central alrededor de la cual gira la rueda delantera para la conducción del vehículo. Esta inclinación se llama normalmente inclinación del pivote de dirección o simplemente salida. La inclinación o salida del pivote es deseable por varias razones. En primer lugar, favorece la estabilidad de la dirección y tiende a restituir las ruedas a la posición de marcha en línea recta después de un viraje. Reduce también el esfuerzo de dirección, particularmente cuando el coche está parado. Además, contribuye a un menor desgaste de los neumáticos.

El hecho de que la inclinación del pivote de dirección tiende a mantener las ruedas en dirección de avance en línea recta y a reponer las ruedas a la posición de avance después de un viraje, puede comprobarse con un lapicero, un aro de goma, un disco de cartón y un trozo de cartón (**Figura 4.3**). El disco de cartón representa la rueda; el lápiz, el pivote de dirección, y la tornapunta de cartón mantiene separados el disco y el lápiz en la parte superior, de modo que se conserve el ángulo de salida; por otra parte es evidente que dicho ángulo se representa muy exagerado en la figura. Sostener el lápiz oblicuamente encima de la mesa, de manera que la rueda esté vertical, como muestra la **Figura 4.3**. Girar el lápiz sin cambiar su ángulo con la superficie de la mesa: se observará que al hacer girar el lápiz, la rueda es arrastrada alrededor y hacia abajo (**Figura 4.4**). Si la rueda no puede bajar, ¿qué ocurre? Al girar el lápiz, éste sube, manteniéndose siempre el mismo ángulo con la superficie de la mesa.

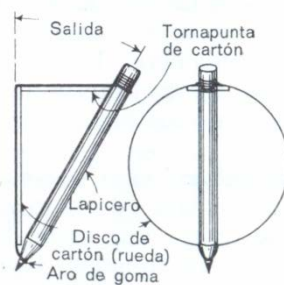


Figura 4.3: Demostración efectos ángulo de salida. (1)

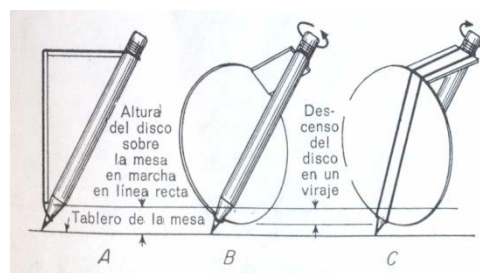


Figura 4.4: Demostración del efecto provocado por el ángulo de salida. (1)

PARÁMETROS del sistema

Este último movimiento es el que realmente se produce en el automóvil: la rueda está en contacto con el pavimento y no puede bajar; por consiguiente, cuando se inclina hacia fuera, apartándose de la línea recta de avance, las articulaciones de rótula y las piezas que las sujetan tienden a subir; esto equivale a decir que la carrocería se levanta: el ángulo de salida del pivote hace que el coche se levante cada vez que las ruedas delanteras se apartan de la dirección rectilínea, y, consecuentemente, el peso del coche actúa sobre el mecanismo de la dirección tendiendo a restituir las ruedas a la posición de línea recta una vez completado el viraje, cuando el conductor suelta el volante para invertir su giro.

Dicho ángulo toma un valor de 5 a 10 grados, siendo de 6 a 7 grados los valores más usuales en automóviles.

En la **Figura 4.5** se observan las distintas posibilidades de ajuste del ángulo de salida.

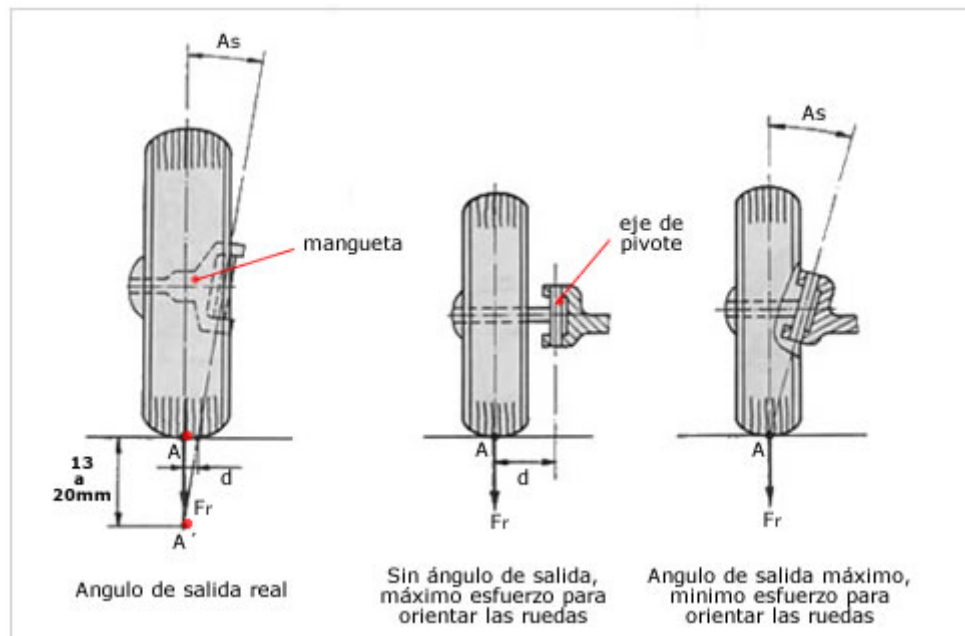


Figura 4.5: Ángulo de salida (5)

4.3 RADIO DE GIRO

El radio de giro es el brazo de palanca con que actúan las fuerzas de rozamiento producidas en el contacto neumático calzada. Está definido por la distancia entre el plano medio de la rueda y el plano que contiene los puntos de pivote o giro de la dirección (generalmente, sujeción del amortiguador en la torreta y unión entre la mangueta y trapecio inferior) en el plano de contacto de la rueda con la calzada.

Cuanto menor es el valor positivo del radio de giro, las ruedas pueden girarse con mayor facilidad. No obstante, no por ello las irregularidades de la calzada o una fuerza de frenado desigual repercuten en la dirección.

Si el radio de giro se anula, la rueda pivota sobre sí misma, resultando la dirección extremadamente dura en parado, ya que la rueda no gira al alrededor de un eje externo a ella y por tanto no rueda ayudando al movimiento. Por otro lado, en la frenada no se genera ningún momento que pueda variar la posición deseada de la dirección.

Si el radio de giro es negativo, las fuerzas de frenado originan un momento que tiene a girar la rueda hacia el interior. La rueda que más frene, girará hacia el lado frenado con menor fuerza. Se produce una contradirección espontánea que ayuda a estabilizar el vehículo y que no patine. Por ello, son usuales radios de giro negativos de 1 a 20 mm.

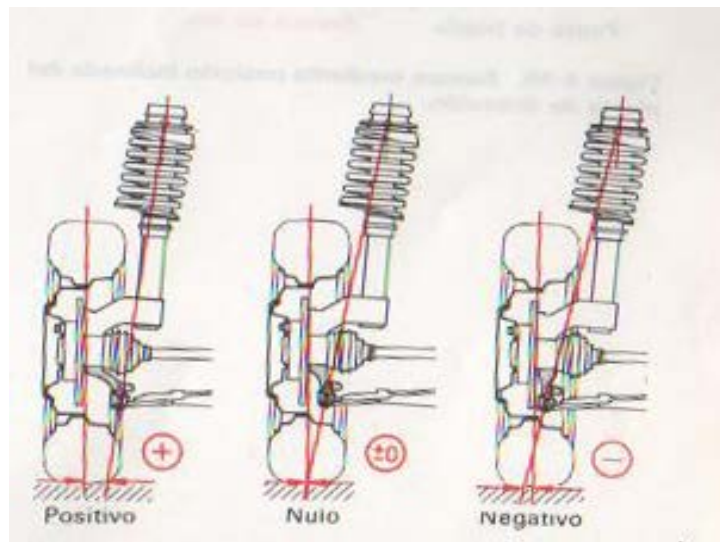


Figura 4.6: Radios de giro. (2).

En la **Figura 4.6**, se puede apreciar los tres tipos de radios de giro que se pueden configurar en un vehículo.

4.4 AVANCE O CASTER

Además de estar inclinado hacia el interior del coche, como se explica en el punto anterior, el pivote de dirección, o la línea central de las rótulas, pueden estar inclinados también hacia adelante o atrás con respecto a la vertical (**Figura 4.7**). La inclinación hacia atrás se denomina avance positivo. El avance positivo favorece la estabilidad de la dirección, ya que el eje geométrico del pivote de dirección o la línea de las rótulas corta el plano de la calzada por delante del eje de las ruedas. Así, el empuje sobre las rótulas se produce por delante de la resistencia que ofrece la carretera al neumático, y éste sigue atrás, al igual que la roldana de una pata de mesa es arrastrada cuando se empuja la mesa (**Figura 4.8**)

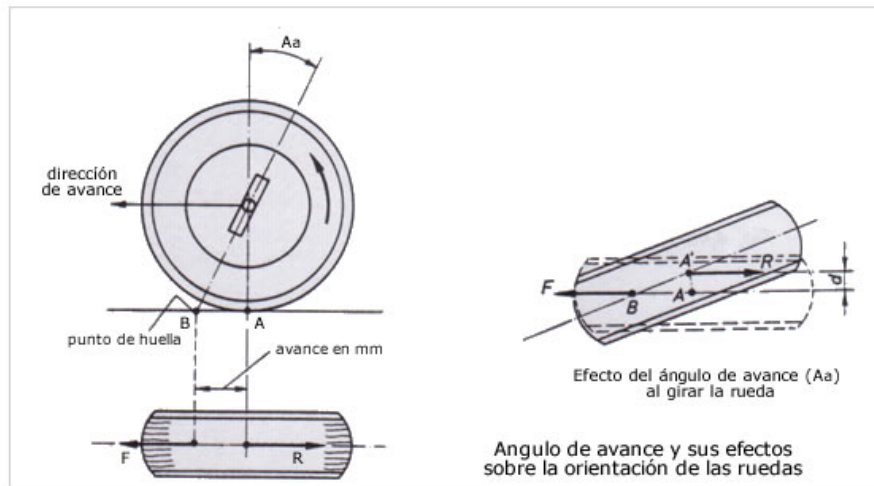


Figura 4.7: Ángulo de avance. (5)

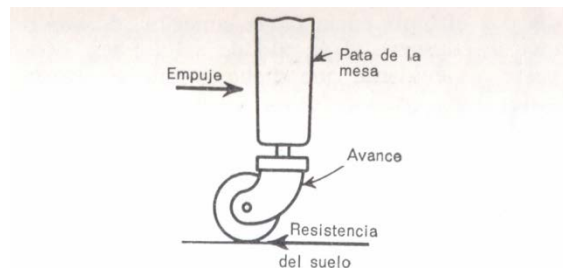


Figura 4.8: Rueda de una mesa móvil. (1)

El avance tiene otro efecto importante. Cuando ambas ruedas delanteras tienen un avance positivo, el coche tiende a inclinarse hacia el exterior de las curvas; en cambio si se confiere a las ruedas delanteras un avance negativo, el coche tiende a ladearse hacia el interior de las curvas.

Cuando, al tomar una curva a la derecha, el lado izquierdo del coche baja y el lado derecho se levanta (como se ha demostrado con el sencillo experimento), el coche se inclina hacia el exterior de la curva. Este hecho se debe evitar, ya que estamos sumando esta inclinación del vehículo, a la inclinación producida por la fuerza centrífuga generada en el viraje.

Si por el caso contrario, se otorga a la dirección de un avance negativo (inclinación del eje geométrico del pivote o de las rótulas hacia adelante), se invierte esta tendencia, haciendo que el coche se incline hacia el interior de la curva, consiguiendo de esta forma, que se contrarreste el efecto de la fuerza centrífuga. Teóricamente, este hecho beneficiará a una

PARÁMETROS del sistema

mayor velocidad de paso por curva, ya que al contrarrestar la fuerza centrífuga, las fuerzas que se oponen a la adherencia del vehículo a la carretera disminuyen.

Por otro lado, el avance positivo tiende a hacer converger las ruedas delanteras. Con avance positivo, el coche desciende de nivel, como consecuencia de la inclinación de las ruedas hacia dentro. El peso del coche actúa siempre en el sentido de incrementar la convergencia de las ruedas. Con avance negativo, las ruedas tienden a divergir.

Obsérvese que el avance positivo aumenta el esfuerzo de conducción, ya que tiende a mantener las ruedas en dirección de avance en línea recta. Así pues, para efectuar un viraje hay que vencer los efectos del avance (cuando es positivo) y de la salida. En los vehículos de último modelo, particularmente en lo que respecta a los camiones pesados, se suele adoptar un avance negativo, para facilitar la conducción, conservando al mismo tiempo suficiente tendencia al retomo de las ruedas delanteras a la dirección de avance en línea recta mediante el efecto del ángulo de salida.

El avance depende de la disposición del vehículo, con el fin de que las fuerzas de retrogiro generadas por el avance actúen conjuntamente con las generadas por la caída. En vehículos de motor delantero y tracción trasera el avance es de 0 a 6 grados, mientras que en vehículos de tracción y motor trasero de 6 a 12°. Algunos vehículos con motor delantero tienen avance negativo.

4.5 ÁNGULO COMPRENDIDO

El ángulo de caída más el ángulo de salida forma el ángulo comprendido, que determina el punto de intersección de la rueda y la línea central de las rótulas. Dicho punto de intersección determina a su vez el que las ruedas tiendan a converger o divergir. Por divergencia se entiende la tendencia de las ruedas delanteras a orientarse hacia fuera en el sentido de la marcha. Convergencia es su tendencia a estar orientadas hacia dentro durante la marcha del vehículo. En la **Figura 4.9** se representa una exagerada convergencia de las ruedas delanteras. Los neumáticos de ruedas convergentes o divergentes experimentan un mayor desgaste. El neumático debe ir orientado en la misma dirección en que se mueve el coche; cuando se desvía de dicha dirección, queda sometido a un rozamiento lateral, tanto más intenso cuanto mayor es la convergencia o divergencia.

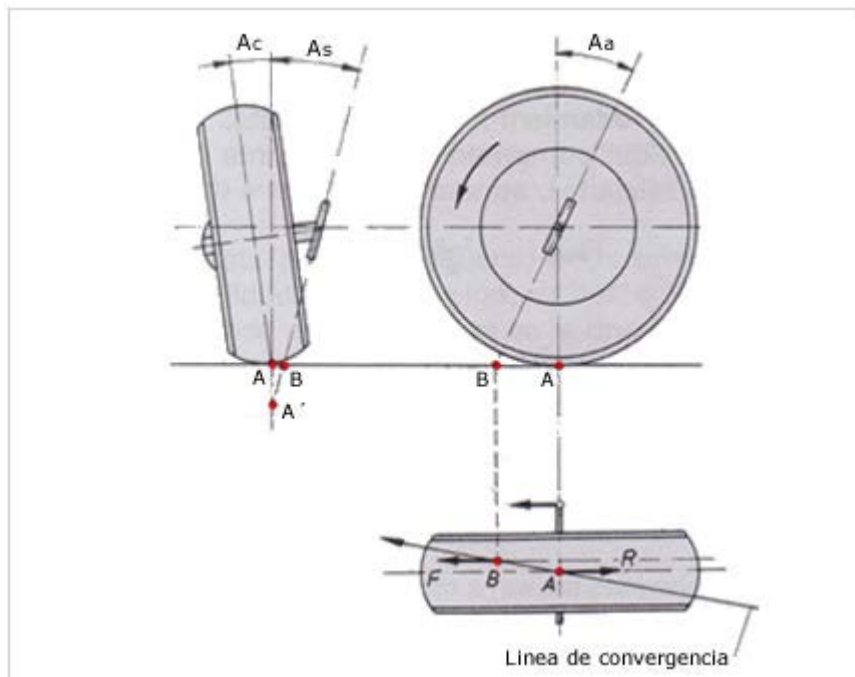


Figura 4.9: Efecto según la ubicación del punto de intersección. (5)

Cuando el punto de intersección de la rueda y la línea central de las rótulas (**Figura 4.9**) está por debajo de la superficie del pavimento (A'), la rueda tiende a divergir, porque el empuje de avance, que es transmitido a través de la línea central de las rótulas, se ejerce dentro de la línea central del neumático a la altura de la calzada. En el esquema inferior de la **Figura 4.9** se representan las dos fuerzas opuestas que actúan sobre la rueda: una es el empuje hacia adelante a través de las rótulas y la otra la resistencia que ofrece el pavimento al avance del neumático. Si estas dos fuerzas están exactamente en la misma recta no habrá tendencia a converger ni divergir. Ambas fuerzas están en la misma recta sólo cuando el punto de intersección cae a nivel de la superficie de la calzada. Si está situado debajo del plano de la carretera, como se representa en la **Figura 4.9**, la rueda tiende a moverse hacia fuera, o sea a divergir. Si el punto de intersección está más alto que el nivel de la carretera, la rueda tiende a moverse hacia dentro, o sea converger.

4.6 CONVERGENCIA

Como ya hemos dicho, la convergencia es la inclinación de las ruedas delanteras hacia el interior por la parte de la ruedas más cercana al frontal del coche. En un coche con convergencia (**Figura 4.10 y Figura 4.11**), la distancia entre las ruedas delanteras es menor en la parte anterior (A) que en la posterior (B). La magnitud de esta convergencia es normalmente sólo una fracción de pulgada. La finalidad de la convergencia es asegurar el perfecto paralelismo de las ruedas en marcha, estabilizar la dirección y reduciendo el desgaste de los neumáticos debido a un excesivo rozamiento lateral. Como todo mecanismo, el tren rodante de un vehículo sufre ligeras variaciones en trabajo, ya que la resistencia que ofrece la calzada al avance del vehículo genera una ligera flexión que gracias a la convergencia se compensan, consiguiendo que en movimiento recto, las ruedas giren paralelas cuando el coche avanza.

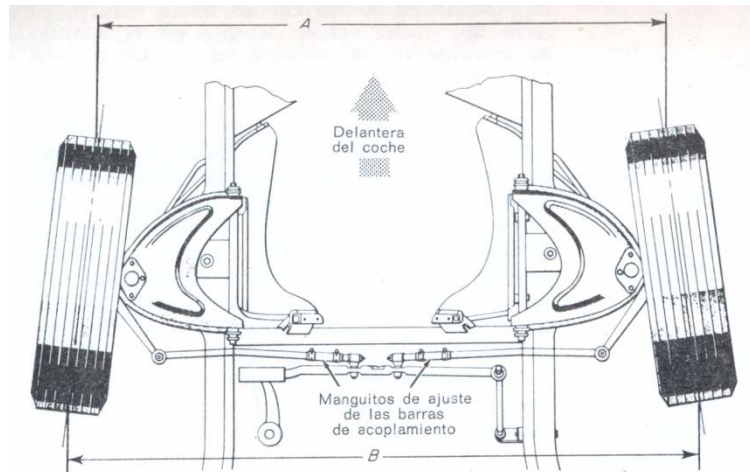


Figura 4.10: Convergencia. (1)

La razón de que los coches con propulsión tengan mayor convergencia que los de tracción, es la siguiente: el coche lleva propulsión, la fuerza de empuje se transmite a la rueda delantera a través del pivote y la de resistencia se aplica en el punto de contacto del neumático, esto origina un par de giro que tiende a abrir las ruedas delanteras, cosa que no ocurre en vehículos con tracción ya que la fuerza se aplica en el punto de contacto.

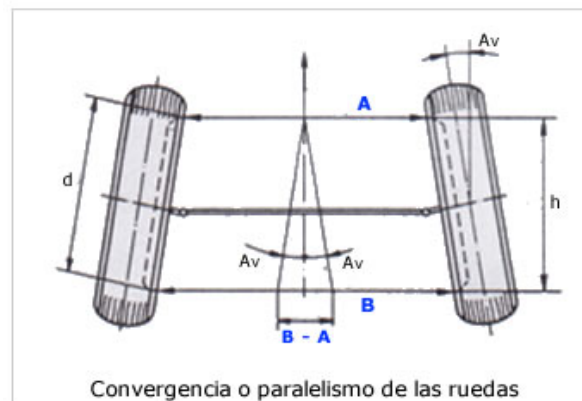


Figura 4.11: Convergencia o paralelismo de las ruedas. (5)

El ángulo de convergencia (A_v) de las ruedas con respecto a la dirección de marcha, se expresa en función de las distancias (A) y (B) y de la cota (h), o bien, del diámetro de la llanta (d), como se representa en la **Figura 4.11**. La fórmula para calcular este ángulo es:

$$\operatorname{tg} A_v = \frac{B - A}{2\pi}$$

Ecuación 4.1

El valor de convergencia puede ser positivo o negativo (divergencia) como se muestra en la **Figura 4.12** y como se ha explicado antes, viene determinado por los valores de las cotas de caída, salida y avance.

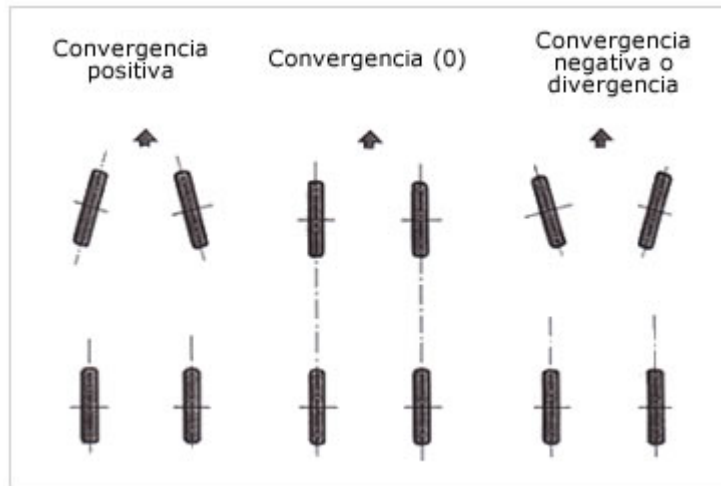


Figura 4.12: Convergencia positiva y negativa (divergencia). (5)

La convergencia, debe mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante ya que, cualquier alteración produce la inestabilidad en la dirección y ha de ser igual en ambas ruedas.

En los vehículos con propulsión trasera, la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras crea un par que tiende a abrir ambas ruedas, para compensar este efecto, se contrarresta con un ángulo de convergencia positivo.

En el caso de vehículos con tracción delantera, el problema es distinto, el esfuerzo de tracción de las ruedas produce un par que actúa en sentido contrario que en el caso anterior, es decir tendiendo a cerrar las ruedas en vez de abrirlas, por consiguiente para compensar esta tendencia será necesario dar a las ruedas un ángulo de convergencia negativo (divergencia).

4.6.1 Divergencia de las ruedas delanteras en los virajes

Si se vuelve a la explicada condición de Ackerman, para que un vehículo con dos ejes, cuyo eje trasero es rígido, tenga un solo centro instantáneo de rotación, las ruedas delanteras o directrices han de girar ángulos diferentes. Por tanto, las ruedas directrices en un viraje no se encuentran en paralelo, sino que tienen una ligera divergencia, ocasionada por la rueda más interior del viraje.

Esta condición se representa en la **Figura 4.13**: cuando las ruedas delanteras describen la curva ilustrada, la rueda interior gira en un ángulo de 23° con respecto al bastidor del coche, mayor que el de la rueda exterior que gira tan solo un ángulo de 20° . La consecuencia es que la rueda interior describa una circunferencia concéntrica a la rueda exterior pero con un radio menor. La divergencia se obtiene con la relación adecuada entre los brazos de la mangueta, las barras de acoplamiento y el brazo de mando de la dirección. La relación es tal que en una curva la rueda interior diverge siempre más que la rueda exterior.

Como se puede observar en la **Figura 4.14** la geometría de la dirección influye notablemente a la hora de obtener esta relación: cuando la barra de acoplamiento se desplaza a la izquierda durante un viraje a la derecha, empuja casi perpendicularmente contra el brazo de la mangueta izquierda, mientras que el otro extremo de la barra de acoplamiento no sólo se desplaza hacia la izquierda, sino también hacia adelante (como indican las líneas de puntos), con lo que la rueda de la derecha gira un ángulo adicional. Cuando se efectúa un viraje a la izquierda, la rueda de este lado vira en un ángulo mayor que la rueda de la derecha.

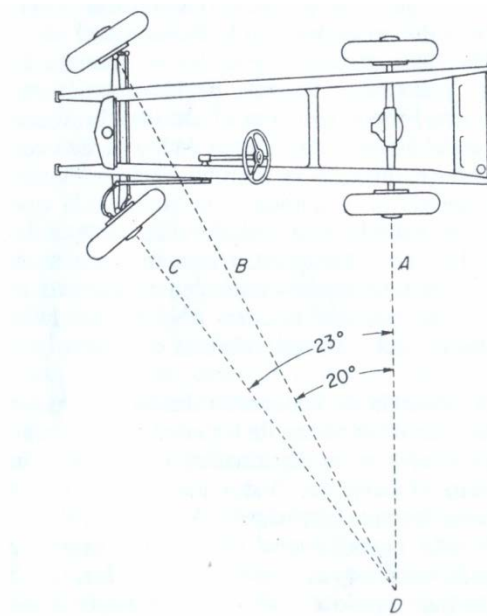


Figura 4.13: Divergencia en un viraje. (1)

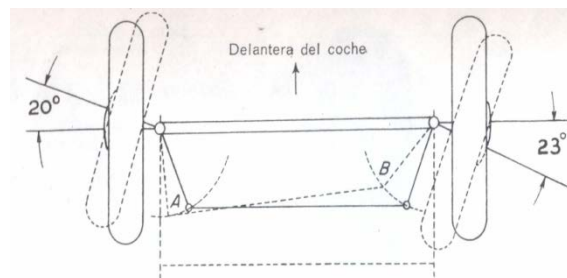


Figura 4.14: Obtención de la divergencia en virajes a través del paralelogramo de Jeantaud. (1)

4.7 AMORTIGUAMIENTO Y RIGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN (1)

El sistema de suspensión del vehículo debe ser capaz de absorber las irregularidades de la carretera, pero también los movimientos del vehículo generados a partir de su conducción por la posición del centro de gravedad de este.

Es decir, en un firme hipotéticamente perfecto, sin irregularidades, los movimientos de aceleración, giro, y deceleración provocan que la carrocería del vehículo oscile sin necesidad de un obstáculo en el firme.

Para cumplir con todos los requerimientos el sistema de suspensión debe tener dos cualidades importantes:

Rigidez: O también llamada elasticidad, es aquella cualidad que determina el grado de absorción del sistema de suspensión en función de su valor.

Amortiguación: Disipa la energía potencial acumulada por el elemento elástico de forma controlada, impidiendo movimientos excesivos de la carrocería y asegurando el contacto neumático-calzada.

La **Rigidez** del sistema de suspensión depende directamente del elemento elástico (ya sean balonas neumáticas, muelles, ballestas, etc.) y de la masa suspendida. La amplitud de las oscilaciones y la frecuencia derivan de estos dos parámetros. Por tanto, la fase de diseño y la simulación del sistema cobran importancia de cara a un correcto “setting” de las suspensiones según el uso del vehículo en cuestión.

Los vehículos siempre cuentan con una MMA (masa máxima admisible) y esta es determinante para el sistema de suspensión. Si el vehículo es cargado por encima de ese valor, la masa suspendida será superior a la masa para la que el resorte del sistema está diseñado, por tanto, se producirá una mayor compresión del elemento elástico y aumentando el periodo de oscilación y disminuyendo la frecuencia.

El mismo síntoma que si un vehículo circula con unos resortes fatigados que han perdido el valor de rigidez inicial.

Son dos claros casos en los que el desajuste entre masa suspendida y elemento elástico producen un incorrecto funcionamiento del sistema de suspensión y por tanto, un mal comportamiento dinámico del vehículo, por ejemplo en frenadas, donde la mayor oscilación de carrocería puede ocasionar una pérdida de agarre y alargar la distancia de frenado.

La comodidad o confort también depende directamente de la rigidez del sistema, tal y como se detalla en la **Tabla 4.1**

Periodo de oscilación [s]	Frecuencia [Hz]	Grado de confort en pasajeros	Nivel de tolerancia
0.2	5	Muy malo	Intolerable
0.5	2	Suspensión Deportiva (Mayor dureza)	Tolerable por tiempo definido. Produce fatiga temprana
0.9	1.1	Suspensión estándar	Tolerable de forma indefinida.
1.2	0.8	Extremadamente confortable	Puede ocasionar mareos a los ocupantes.

Tabla 4.1: Grado de confort en función de la frecuencia y periodo de oscilación.

Si bien un sistema con una rigidez alta mejora el comportamiento dinámico, también aumenta la frecuencia de las oscilaciones (periodos de oscilación más cortos), y esto produce un aumento en las aceleraciones verticales soportadas por los pasajeros del vehículo.

Del mismo modo, si se reduce la frecuencia de oscilación, los ocupantes sufren aceleraciones muy inferiores, con un periodo de oscilación muy largo, pudiendo llegar a ocasionar mareo.

Asociados a la rigidez del sistema y la amortiguación hay otros parámetros que también afectan al confort y la estabilidad del vehículo, donde debemos destacar la resonancia y la amortiguación crítica:

4.7.1 Resonancia

Se dice que una suspensión entra en resonancia cuando la frecuencia de oscilación de la masa suspendida coincide con la frecuencia de oscilación de la carretera por la que circula el vehículo. Esto produce, teóricamente, una amplificación infinita de la amplitud, pudiendo implicar una pérdida total de contacto entre neumático y firme y por tanto, graves problemas de seguridad activa.

Por ello, es necesario que el sistema de amortiguación disipe la energía potencial acumulada en el elemento elástico.

4.7.2 Amortiguación crítica

La amortiguación crítica es aquella que se produce cuando se comprime la suspensión en toda su carrera y se suelta de golpe impidiendo la amortiguación una nueva oscilación, es decir, aquella amortiguación capaz de disipar la totalidad de la energía potencial elástica máxima acumulada en el resorte.

Esto se debe a que la fuerza de amortiguación es superior a la energía potencial acumulada por el resorte del sistema.

PARÁMETROS del sistema

Generalmente, la amortiguación es diferente en extensión, que en compresión.

En compresión, la fuerza elástica del resorte es contraria al sentido del desplazamiento y la fuerza de amortiguación, por tanto, si la fuerza de amortiguación es muy alta, dificulta la compresión del muelle y absorción de la irregularidad.

. Sin embargo, en extensión, la amortiguación ha de contener el resorte para una suave disipación de la energía acumulada, por tanto, ha de ser mayor que la energía potencial del resorte.

Cuanto más suave es el amortiguamiento en compresión, mayor es la facilidad para absorber las irregularidades del terreno, lo que aumenta la comodidad en marcha en contra de la efectividad del sistema.

Al contrario sucede con el amortiguamiento en extensión. A menor amortiguamiento en extensión, mayor velocidad de recuperación del resorte (la energía potencial es mayor a la fuerza de amortiguación) y por tanto, más riesgo de oscilaciones posteriores y resonancia, sin olvidarnos de las aceleraciones sufridas por los pasajeros. Sin embargo, dinámicamente es más efectivo, ya que la suspensión es más rápida y adaptativa al terreno, asegurando mayor tiempo de contacto del neumático con la calzada.

En la siguiente figura, se puede ver la oscilación de un sistema de suspensión sometido a una oscilación de un muelle de constante de rigidez K amortiguado. Observamos como la oscilación se reduce, disipando la energía. La curva punteada representa la amortiguación crítica.

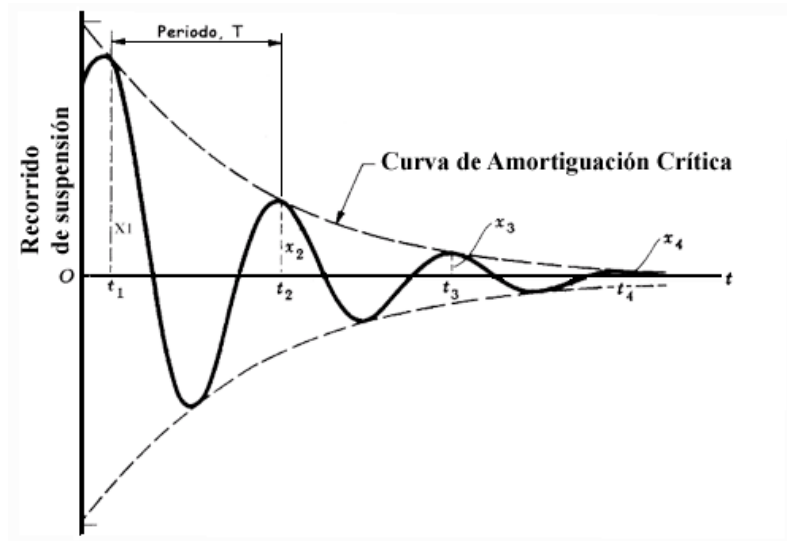


Figura 4.15: Curva característica de una amortiguación crítica. (2)

Capítulo 5

5. TEORÍA MULTIBODY. CONCEPTOS Y APLICACIÓN.

5.1 INTRODUCCIÓN A MULTIBODY (6)

Antes de explicar que se conoce como la técnica Multibody, debemos realizar una pequeña introducción.

A día de hoy, toda la maquinaria utilizada habitualmente en multitud de tareas (desde un electrodoméstico, pasando por un automóvil hasta robots) tiene sistemas mecánicos y estructurales complejos, compuestos por multitud de componentes interconectados.

La dinámica de estos sistemas Multibody o Multicuerpo es muy compleja, ya que no sigue un comportamiento lineal, en gran medida por el alto número de componentes del sistema. En muchos de los casos, solo se puede llegar a resolver mediante técnicas de análisis computacional.

Todo sistema multibody está formado por cuerpos discretos rígidos y deformables que tienen propiedades elásticas e inerciales propias, características de sus dimensiones, peso, materiales utilizados. Estos cuerpos discretos que forman el sistema, sufren desplazamientos, tanto traslacionales, como rotacionales.

La técnica multibody, trata de estudiar dichos mecanismos de manera que se puedan analizar e introducir en programas informáticos para su completa resolución.

En este proyecto que nos ocupa, se aunará la teoría multibody con el uso de la aplicación de Simulink, para obtener un análisis completo del mecanismo.

En la MULTIBODY. Figura, se puede observar un sistema mecánico formado por 3 cuerpos con masa y dimensiones conocidas, juntas de revolución (permiten movimiento en otro a un eje) y una junta prismática, que permite un movimiento lineal.

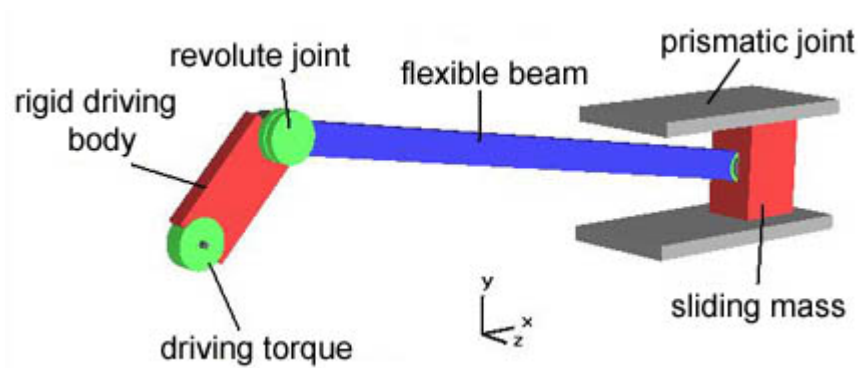


Figura 5.1: Sistema MULTIBODY. (6)

5.2 SISTEMAS MULTIBODY: CLASIFICACIÓN (7)

Como antes se ha comentado, un sistema multibody es un sistema mecánico o estructural compuesto por varios cuerpos independientes, rígidos y deformables, unidos entre sí.

Dichas uniones dependen de varios tipos de juntas, que más adelante analizaremos. Estas juntas coaccionan el movimiento de los diferentes cuerpos o subsistemas (como los conoceremos a partir de este momento). De esta forma, se puede limitar el movimiento de un subsistema de modo que solo se traslade, gire en torno a un eje, o pivote en torno a un punto, por ejemplo.

Según el movimiento de los subsistemas, se puede clasificar de tres formas: mecánica del sólido rígido, mecánica estructural, y mecánica de medios continuos. A continuación se expone el porqué de esta clasificación.

Mecánica del sólido rígido: Se supone que las deformaciones sufridas por el sólido (subsistema) a estudiar son despreciables debido a su escasa magnitud, y por tanto, nula influencia en el movimiento general del sólido.

Por tanto, en subsistemas rígidos se supone que la distancia entre dos puntos cualesquiera del sólido, es siempre constante. Estos sistemas se pueden representar completamente utilizando únicamente seis coordenadas espaciales. Sin embargo, el modelo matemático resultante, es altamente no lineal debido a las grandes rotaciones del sólido.

El sistema de dirección que se analiza en este Proyecto se incluiría en este apartado, ya que en la construcción de los sistemas de dirección y suspensión del vehículo se busca la mayor rigidez de los componentes, de forma que sus posibles deformaciones no interfieran en el manejo del sistema. De igual modo, estas deformaciones podrían variar las cotas del sistema, vistas en el capítulo anterior.

Mecánica estructural: Este caso es totalmente contrario al anterior. Aquí es la deformación del sólido o subsistema, la causa principal del movimiento. Un claro ejemplo son las estructuras reticuladas utilizadas en construcción. Sin embargo, esto implica incluir en los modelos matemáticos gran número de coordenadas elásticas para describir de forma precisa la deformación del cuerpo.

La combinación de los apartados anteriores da como resultado el último apartado de esta clasificación:

Mecánica de medios continuos: A partir del estudio del sólido rígido y la mecánica estructural, se obtiene un modelo del movimiento del cuerpo que engloba tanto su movimiento como sólido rígido como su movimiento debido a deformaciones.

Esta es la forma más precisa de estudiar un sistema mecánico cualquiera, y por extensión, un sistema multibody, pero al igual que agrupa las cualidades de los apartados anteriores, también lo hace con sus inconvenientes. El modelo matemático resultante es no lineal y de gran dimensión, ya que debemos estudiar movimientos y deformaciones de cada uno de los subsistemas que integran el sistema multibody.

En los últimos años, toda maquinaria se diseña con mayor precisión en busca del máximo rendimiento (véase el ejemplo de un motor de combustión). Mucha de esta maquinaria trabaja a velocidades elevadas y bajo solicitaciones intensas.

Motivo por el cual se avanza en el estudio de los sistemas multibody, para intentar simular junto a aplicaciones informáticas el funcionamiento de estos sistemas de la manera más precisa y cercana a la realidad posible.

En el proyecto que nos ocupa, no se va a diseñar de cero ningún sistema. Se va a hacer uso de multibody para simular el funcionamiento de un sistema ya construido, como puede ser el sistema de dirección de un automóvil.

¿Qué se consigue con esto?

Gracias a la creación de un modelo matemático unido al uso de Simulink, podemos modificar parámetros clave de la dirección de forma sencilla, y conocer el efecto que va a provocar en el comportamiento de esta, y por extensión, del vehículo.

De esta forma, se puede conocer cómo actuar sobre un sistema de dirección antes de trabajar físicamente sobre ella, lo que supone un ahorro de tiempo frente a la modificación de parámetros de forma física y su posterior prueba dinámica para comprobar resultados.

5.3 ELEMENTOS QUE FORMAN LOS SISTEMAS MULTIBODY (7)

Todos los sistemas multibody necesitan de una serie de elementos necesarios para el desarrollo y creación del modelo. Ya que cada elemento incorpora una característica del sistema real al modelo que se implementa.

Por ello, vamos a estudiar las diferentes herramientas en las que se basa la teoría multibody para realizar el análisis de mecanismos complejos, como el caso que nos ocupa.

5.3.1 SISTEMAS DE REFERENCIA

Como es obvio, es imprescindible situar el sistema a analizar en el espacio, por ello es necesario el uso de sistemas de referencia.

En la teoría multibody existen varios tipos de sistema de referencia, los cuales se estudian a continuación:

5.3.1.1 GRF (ground reference frame) o Sistema de referencia Global:

Se trata del sistema de referencia general de todo el conjunto. Suele situarse en un punto fijo del sistema o tierra.

En el caso del sistema que nos ocupa, dicho GRF puede situarse en la unión del sistema con el chasis del vehículo, de esta forma, todo el movimiento del sistema de dirección y suspensión se daría en función de la posición de este con el chasis del vehículo.

5.3.1.2 LPRF (Local Part Reference Frame) o Sistema de referencia Local:

El LPFR es el sistema de referencia de cada eslabón o elemento del sistema multibody. Es relativo al GRF, de este modo, se fija la posición y orientación del eslabón respecto al sistema de referencia global.

El uso de este sistema de referencia resulta útil para analizar la geometría del eslabón. No obstante, si el LPRF resulta paralelo al GRF, puede omitirse.

5.3.1.3 MRF (Markers Reference Frame)

Se denomina markers a los puntos significativos que pueda tener el elemento o eslabón. Por ejemplo centros de masas, posición de las uniones con otros eslabones o elementos del sistema, posición de una rótula o eje de giro etc.

En algunos casos, solo es preciso conocer la posición del "marker", no obstante hay ocasiones donde se concibe necesario definir la orientación del "marker". Por ejemplo en una junta de revolución (como puede ser el caso de la unión del triángulo de suspensión al bastidor) es necesario conocer la orientación para especificar el eje de giro.

Por lo tanto, estos puntos significativos tienen asignado un sistema de referencia, el MRF, para definir todas las características necesarias.

A continuación, en la **Figura 5.2**, se puede ver un esquema de los tres tipos de sistemas de referencia estudiados:

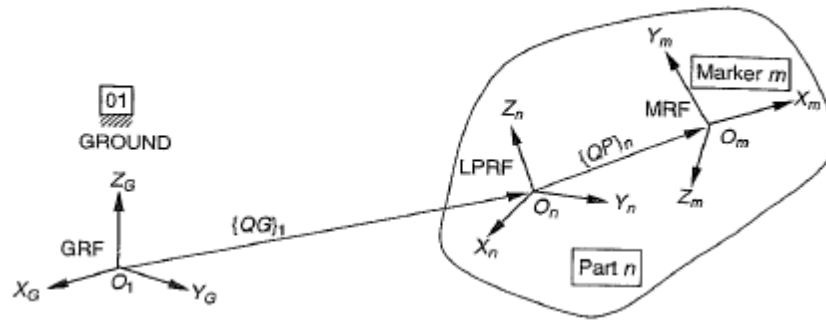


Figura 5.2: Sistemas de referencia en un sistema MULTIBODY. (7)

De aquí en adelante se utilizarán las abreviaturas correspondientes para hacer mención a lo largo de la memoria a estos sistemas de referencia

Destacar que para orientar los sistemas de referencia se tiene en cuenta los ángulos de Euler, como se muestra en la **Figura 5.3**.

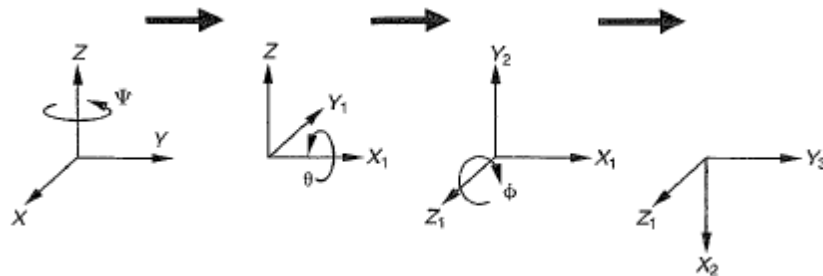


Figura 5.3: Aplicación del método de los ángulos de Euler para la orientación de los sistemas de referencia. (6)

5.3.2 CUERPOS O BODIES

Todo sistema Multibody se compone de diferentes cuerpos (también conocidos como eslabones), de ahí su nombre.

Los cuerpos son los componentes principales del sistema, constan de una masa y dimensiones conocidas, y por tanto, se caracterizan por unas propiedades físicas determinadas. Todos los cuerpos disponen de una matriz de inercia específica en función de su geometría y masa, y cada punto significativo de estos se ve representado mediante un MRF.

Los cuerpos se interconectan mediante juntas, las cuales estudiaremos en apartados sucesivos.

En la **Figura 5.4**, se puede observar un esquema de un sistema de suspensión de doble trapecio. En este caso, los cuerpos del sistema son: la rueda (07), la mangueta (04), el triángulo inferior (02) el triángulo superior (03) y el tirante de la dirección (05).

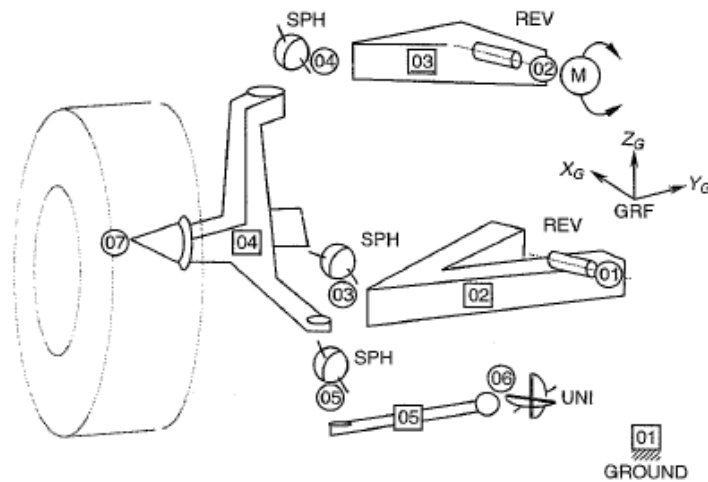


Figura 5.4: Cuerpos en un sistema de suspensión de doble trapecio. (7)

En este Proyecto, el modelo se realiza a partir de un sistema existente, por lo cual, es necesaria la medición de los cuerpos del sistema y su posterior modelado en CAD con el objetivo de obtener las propiedades físicas para el análisis mediante MULTIBODY.

5.3.3 JUNTAS O JOINTS

Como se ha comentado en el punto anterior, los cuerpos se interconectan mediante juntas. Estas juntas introducen coacciones en el sistema, limitando el movimiento, de forma que trabaje como lo haría el sistema real.

Las juntas se han de posicionar adecuadamente en el modelo, normalmente van relacionadas al MRF del cuerpo precedente. Igualmente, en determinadas juntas es importante la orientación del sistema de referencia, ya que pueden limitar el movimiento del sistema según los ejes.

Un sistema consta de 3 grados de libertad traslacionales y otros 3 rotacionales, por tanto existen juntas para todos los tipos de movimientos, y que restringen estos en función de su naturaleza.

A continuación se analizan los tipos de juntas más comunes en un sistema MULTIBODY, cuya representación se ve en la **Figura 5.5**:

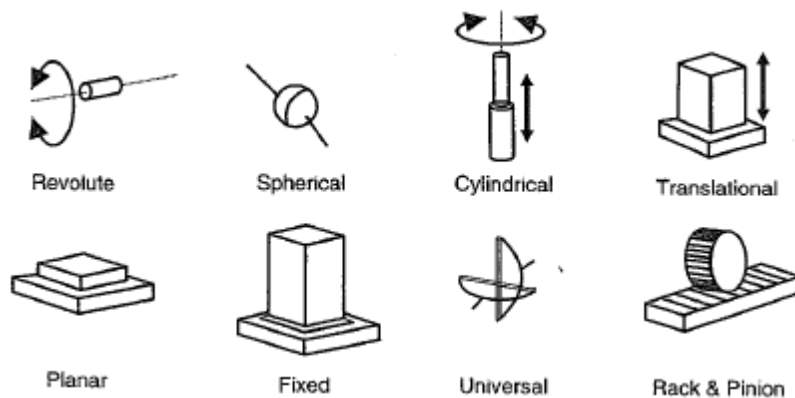


Figura 5.5: Tipos de juntas más comunes utilizadas en MULTIBODY. (7)

5.3.3.1 Junta de revolución:

Las juntas de revolución son aquellas que solo permiten el movimiento en torno a un eje. Por tanto solo permiten un grado de libertad. Un ejemplo son las uniones del trapecio de suspensión con el chasis, que hacen que el trapecio pivote en torno a un eje.

En este caso, es importante la orientación del sistema de referencia correspondiente a la junta, ya que el eje en el que se permite el movimiento ha de estar definido y perfectamente orientado.

5.3.3.2 Junta esférica:

Esta junta permite todos los movimientos rotatorios del cuerpo en torno a ese punto, es lo que se conoce como rótula, ya que permite giro en torno a los 3 ejes, sin embargo, restringe los desplazamientos traslacionales.

En este caso, al contrario que en el anterior, no es importante orientar bien los ejes, ya que sea cualquiera su orientación, gozarán de 360° de movimiento en torno a ese punto. Un ejemplo es la unión de la mangueta con el trapecio inferior en un automóvil, donde la mangueta debe poder rotar en torno a cualquier eje en ese punto.

5.3.3.3 Junta cilíndrica:

Esta junta es una evolución de la junta de revolución, permite el mismo movimiento rotatorio en torno a un eje, pero además, permite un movimiento de traslación a lo largo del mismo eje.

Es obvio que al igual que el caso anterior la orientación de los ejes es importante.

5.3.3.4 Junta traslacional:

Este tipo de junta limita el movimiento del cuerpo a un solo grado de libertad, dicho grado de libertad es un movimiento de traslación a lo largo de un eje elegido. Por lo tanto, la orientación del sistema de referencia vuelve a ser de vital importancia.

5.3.3.5 Junta plana:

Esta junta recibe ese nombre debido a que permite todos los movimientos de traslación contenidos en un plano. Es decir, suponiendo un sistema de referencia X, Y, Z, donde Z es el eje perpendicular al plano, solo permite movimientos en dirección X e Y o composición de ambas, pero en Z no, manteniendo el contacto entre ambos cuerpos.

Nuevamente, la orientación del S.R. vuelve a cobrar gran importancia.

5.3.3.6 Junta fija:

La junta fija corresponde a una unión rígida de los componentes o cuerpos, es decir, una soldadura, un roblonado o cualquier tipo de unión que restrinja todos los grados de libertad.

5.3.3.7 Junta universal:

Una junta universal es aquella que se conoce como “junta Cardan”, y une ejes que no son colineales, sino que forman un determinado ángulo. En el caso de este proyecto, la columna de la dirección dispone de una junta cardan. Nuevamente la orientación de los ejes del S.R. toma gran relevancia para la correcta realización del modelo.

La junta cardan permite pivotar en torno a los ejes perpendiculares al eje que está girando para transmitir el par, como se observa en la **Figura 5.6**, que representa el despiece de una junta cardan.

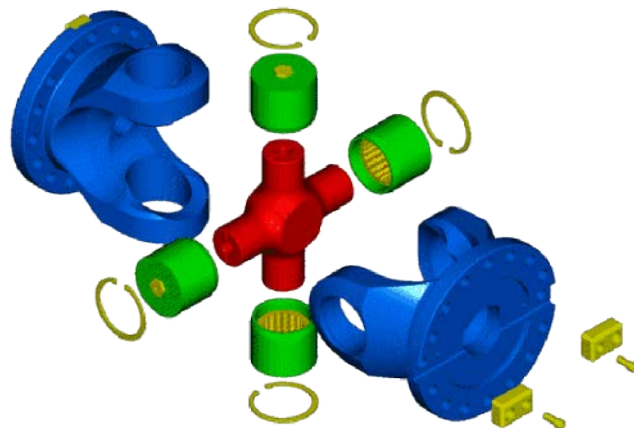


Figura 5.6: Junta universal o Cardan. (6)

5.3.3.8 Sistema Piñón Cremallera.

Este sistema no es una junta propia como tal, pero dado que representa la unión de dos cuerpos y establece una restricción entre ambos, se clasifica dentro de estas.

Esta unión, permite establecer una relación de transmisión entre ambos cuerpos (piñón y cremallera) de forma que el movimiento de la cremallera esté condicionado por las vueltas que dé el piñón. En este proyecto, como veremos en apartados sucesivos, la caja de dirección es un sistema de piñón cremallera.

A continuación podemos observar la **Tabla 5.1** con los grados de libertad restringidos por las diferentes juntas:

ELEMENTOS RESTRICTIVOS	COACCIONES TRASLACIONALES	COACCIONES ROTACIONALES	PAREJAS DE COACCIONESQ	COACCIONES TOTALES
Juntas cilíndricas	2	2	0	4
Juntas fijas	3	3	0	6
Juntas planas	1	2	0	3
Juntas piñón cremallera	0	0	1	1
Juntas de revolución	3	2	0	5
Juntas esféricas	3	0	0	3
Juntas traslacionales	2	3	0	5
Junta universal o cardan	3	1	0	4

Tabla 5.1: Grados de libertad restringidos por cada junta.

5.3.3.9 Otro tipo de coacciones o restricciones:

Existen otro tipo de coacciones que vienen dadas por establecer relaciones fijas entre diferentes puntos del sistema.

Por ejemplo obligar a dos puntos a permanecer en el mismo plano, tener la misma orientación, permanecer en la misma línea, que dos puntos estén siempre contenidos en rectas perpendiculares o paralelas etc. No obstante, se pueden observar las estas coacciones así como los grados de libertad que restringen en la **Tabla 5.2**.

ELEMENTOS RESTRICTIVOS	COACCIONES TRASLACIONALES	COACCIONES ROTACIONALES	PAREJAS DE COACCIONESQ	COACCIONES TOTALES
Punto común	3	0	0	3
Pertenencia a misma línea	2	0	0	2
Pertenencia al mismo plano	1	0	0	1
Orientación inicial	0	3	0	3
Paralelismo inicial	0	2	0	2
Perpendicularidad inicial	0	1	0	1

Tabla 5.2: Otras restricciones.

5.3.4 ELEMENTOS DE FUERZA

Todo sistema mecánico está regido por unas solicitaciones determinadas, por eso, la teoría de MULTIBODY tiene en cuenta todas las fuerzas y momentos que toman parte en la dinámica del sistema a modelar y analizar. Las solicitaciones se clasifican en dos grupos diferenciados.

Básicamente son aquellas fuerzas y momentos que se encargan de general el movimiento del sistema Multicuerpo analizado.

5.3.4.1 Fuerzas y momentos internos:

Son aquellos que se dan “en el interior” del sistema, es decir, forman parte del propio sistema y el funcionamiento del sistema de dirección (y por relación directa el de suspensión) dependen de las características de dichos elementos de fuerza.

Un ejemplo claro es el conjunto resorte amortiguador, que se modela como dos fuerzas, como se verá en la creación del modelo, o como la barra estabilizadora, que se asimila a un muelle de torsión, y por tanto introduce un par torsor en el mecanismo.

Es muy importante conocer el punto de aplicación de las fuerzas o momentos, ya que se rigen por la ley de acción reacción, y como es obvio, la pieza donde se aplican recibe la reacción correspondiente. Del mismo modo, la orientación y definición de los ejes del sistema de referencia es importante, ya que la fuerza o momentos se relacionarán con un eje de dicho sistema de referencia.

5.3.4.2 Fuerzas y momentos externos:

En este caso, todo lo comentado en el punto anterior en torno a los sistemas de referencia y puntos de aplicación es extensible a este.

No obstante, esta clasificación contiene todas aquellas fuerzas exteriores al sistema o mecanismo analizado. La gravedad, fuerza de rozamiento, resistencia aerodinámica son algunas de las fuerzas que se clasifican dentro de este grupo.

5.4 ECUACIONES DE MOVIMIENTO

La teoría MULTIBODY es muy compleja, principalmente a nivel que aumenta el número de cuerpos del sistema a analizar.

No obstante, la simulación de un movimiento de un sistema MULTIBODY siempre estará regida por las ecuaciones de movimiento, basadas en la segunda ley de Newton. Estas ecuaciones describen el movimiento de los cuerpos individuales teniendo en cuenta las condiciones de restricción:

$$M(q)\ddot{q} - Q_v + C_q^T \cdot \lambda = F \quad \text{Ecuación 5.1}$$

$$q = [u \quad \Psi]^T \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$C(q, \dot{q}) = 0 \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde:

- $M(q)$ es la matriz de masas
- q es el vector desplazamiento, donde u representa las translaciones y Ψ las rotaciones.
- \ddot{q} es el vector aceleración derivado del vector
- Q_v es el vector que introduce las fuerzas derivadas de las aceleraciones centrífuga y de Coriolis.
- C es la matriz que representa las coacciones.
- C_q representa la matriz anterior en función de los sistemas de referencia.
- λ es el vector que contiene los valores de las fuerzas que realizan las coacciones, que se aplican adecuadamente en las ecuaciones de movimiento gracias a la matriz anterior. Las componentes de este vector son multiplicadores de Lagrange.

Como se puede observar, realizar un análisis manual de un sistema mecánico utilizando la teoría MULTIBODY puede resultar infinitamente complicado, es por ello, que en la mayoría de las ocasiones, esta teoría se ve complementada con el uso de programas informáticos.

Ese es el objetivo de este proyecto, y el programa elegido para realizar el análisis SIMULINK, mediante su herramienta SimMechanics. Esta herramienta contiene toda la teoría MULTIBODY, detalle que simplifica el trabajo, ya que únicamente es necesario modelar el sistema de forma precisa y es el programa quien se encarga de realizar todos los cálculos. Reduciendo por tanto el tiempo de trabajo y la posibilidad de error.

En el siguiente apartado se va a analizar la herramienta informática a utilizar, como veremos, guarda muchas similitudes con lo analizado en este apartado.

Capítulo 6

6. INTRODUCCIÓN A SIMULINK¿QUÉ ES SIMULINK? (8)

SIMULINK es un paquete de software diseñado para modelar, simular y analizar sistemas dinámicos.

La misión principal de este tipo de software es la realización de cálculos complejos que manualmente resultan prácticamente imposibles de realizar. En este caso particular, ayuda a resolver los sistemas de ecuaciones derivados de la aplicación de la teoría de Multibody en el sistema de dirección y suspensión del vehículo.

No obstante, SIMULINK ofrece una interfaz gráfica al usuario para facilitar la construcción de los modelos, de esta forma se consigue una aplicación más sencilla e intuitiva de esta teoría. Esta interfaz hace que la construcción de los modelos se realice mediante bloques prediseñados, ubicados en una extensa biblioteca de bloques donde se pueden encontrar todos los necesarios para, prácticamente, realizar cualquier modelo dinámico.

Dichos bloques permiten la entrada de datos correspondiente, para infundirles las características propias de la función que deben diseñar. Por ejemplo, en este Proyecto, el bloque "Body" representa la creación de un eslabón o cuerpo del sistema Multibody. Este bloque permite introducir la masa del cuerpo, su tensor de inercia, y posición de los puntos significativos, así como sistemas de referencia asociados a estos puntos.

Igualmente, SIMULINK permite una estructura jerárquica, de forma que un modelo, puede contener secciones que a su vez, se compongan de varios bloques. Esta característica ofrece al usuario la posibilidad de realizar un modelo que se visualice de forma rápida y sencilla, pero a su vez, ir entrando en cada parte del modelo para ver con más detalle la constitución de este.

Por ejemplo, se puede modelar la transmisión de un vehículo, y que en el modelo principal exista un bloque que sea la caja de cambios. A su vez, este bloque se puede abrir y dentro aparecer el modelo de los componentes internos de la caja de cambios.

SIMULINK, como ya se ha mencionado, evita que el usuario necesite formular ecuaciones de ningún tipo para la realización y simulación del modelo, hecho que convierte el análisis en un método mucho más efectivo, erradicando la posibilidad de error humano a la hora de aplicar ecuaciones complejas.

A su vez, SIMULINK es capaz de obtener resultados del modelo, para ello se puede utilizar el propio programa, o bien, mediante la introducción de órdenes en la ventana de órdenes de Matlab, programa madre de SIMULINK. Incluso, se pueden agregar al modelo bloques denominados "Scope", donde visualizar los resultados de la simulación en forma de gráfica.

Para la realización de este Proyecto fin de Carrera, se utilizará la herramienta perteneciente a SIMULINK conocida como SimMechanics. Esta herramienta permite la construcción de modelos de mecanismos y máquinas utilizando la teoría Multibody.

SimMechanics dispone de una librería donde encontrar los elementos necesarios para aplicar la teoría Multibody como son cuerpos, juntas, elementos de fuerza. Igualmente, dispone de sensores específicos para monitorizar el comportamiento del mecanismo analizado.

A continuación vamos a observar las similitudes entre la biblioteca de bloques de SimMechanics con la teoría Multibody.

6.1 BIBLIOTECA DE BLOQUES SimMechanics

En este Proyecto fin de Carrera se trabajará principalmente, con la herramienta SimMechanics (aunque se pueden combinar bloques de cualquier biblioteca de SIMULINK). Por ello vamos a analizar de qué bloques se compone la biblioteca de SimMechanics y con los cuales vamos a trabajar.

La biblioteca de SimMechanics se compone de los siguientes subgrupos, como se observa en la **Figura 6.1**: Bodies, Constraints & Drivers, Force elements, Interface elements, Joints, Sensors & Actuators y Utilities.

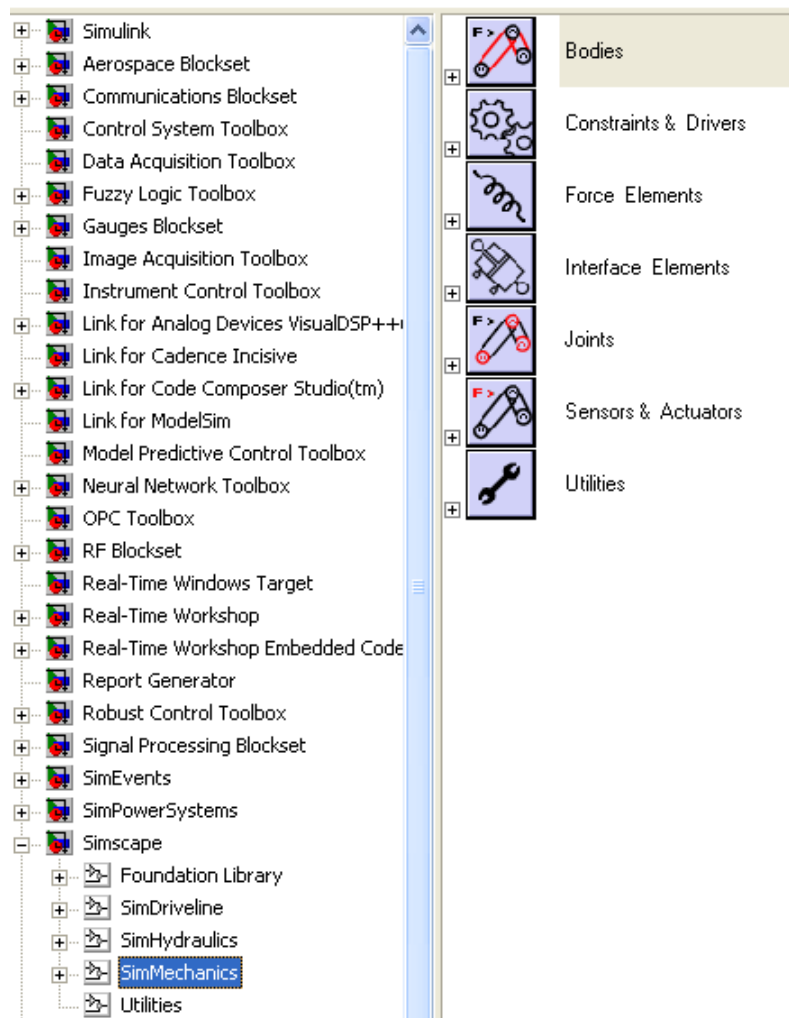


Figura 6.1: Biblioteca de bloques de SimMechanics.

A continuación se analizará cada subgrupo por separado.

6.1.1 BODIES

Este subgrupo contiene los siguientes bloques, que se observan en la **Figura 6.2**:

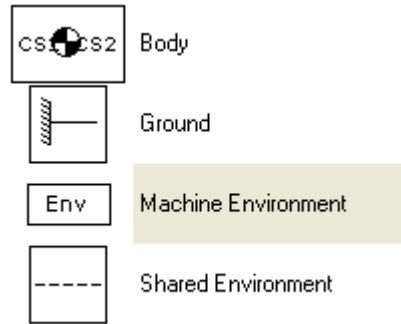


Figura 6.2: Bodies.

6.1.1.1 Body:

Este bloque permite crear un componente del mecanismo y, como se verá en la creación del modelo, permite introducir la masa, momento de inercia así como posición y orientación de los sistemas de referencia que estén ubicados en los componentes. Del mismo modo, nos permite determinar los puntos de la pieza importantes, de cara a su unión con otro componente.

6.1.1.2 Ground:

Este bloque permite definir los puntos fijos del sistema a modelar, y su situación se fija respecto al sistema de referencia global o principal, el cual el programa reconoce como World Coordinate system.

6.1.1.3 Otros:

Dentro del grupo Bodies existen otros bloques, cuya función es crear un entorno real para el modelo. Estos fijan unas características del entorno, como pueden ser la gravedad y también las características y el tipo de análisis a realizar.

6.1.2 CONSTRAINTS & DRIVERS

En este grupo encontramos todas las restricciones que se pueden incluir en el modelo (sin tener en cuentas las juntas, que también imponen coacciones). Todas las restricciones de este subgrupo son del tipo geométricas ya que obligan a dos componentes del sistema a mantener la posición fijada entre ellos.

No obstante, existen los bloques denominados Drivers, que si se desea se les puede introducir una entrada, que obligue a seguir un movimiento relativo entre ellos en función del tiempo. Si a los Drivers no se les introduce esta entrada de información, simplemente actúan como una coacción fija, manteniendo las condiciones iniciales en todo momento.

En la **Figura 6.3 7.3**, podemos observar todos los bloques incluidos en este grupo:

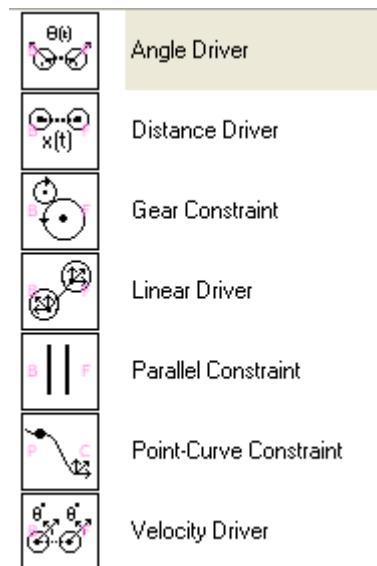


Figura 6.3: Constraints & Drivers.

6.1.3 FORCE ELEMENTS

En este grupo encontramos los elementos de fuerza que se pueden encontrar internamente en el sistema analizado. Estos son sistemas de resorte y amortiguador. Uno de los bloques viene denominado como Body, ya que simula aun conjunto muelle amortiguador con movimiento traslacional, mientras que el otro puede adoptar también un movimiento rotativo.

Ambos elementos, deben llevar en paralelo una junta que solo permita el movimiento en la línea de acción, como veremos en la realización del modelo.



Figura 6.4: Force Elements.

6.1.4 INTERFACE ELEMENTS

Este grupo contiene bloques cuya función es transmitir energía cinética de traslación o rotación entre la máquina y la red sin pérdidas. En la **Figura 6.5** podemos observar los diferentes bloques.

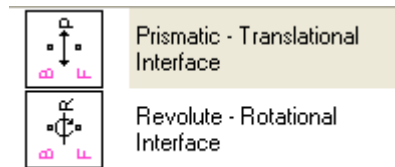


Figura 6.5: Interface Elements.

6.1.5 JOINTS

Este subgrupo contiene los bloques correspondientes a todas las juntas existentes. Dependiendo del tipo de junta se introducen un tipo de datos, que usualmente, es el eje sobre el que se permite el movimiento.

Como se puede comprobar, existen dos grupos, como son Disassembled Joints que permite introducir juntas que en algún momento pueden ser desconectadas, y Massless Connectors, que representa la unión ficticia sin masa, ya que físicamente no existe, entre dos juntas.

En la **Figura 6.6**, se pueden observar todos los tipos de juntas:

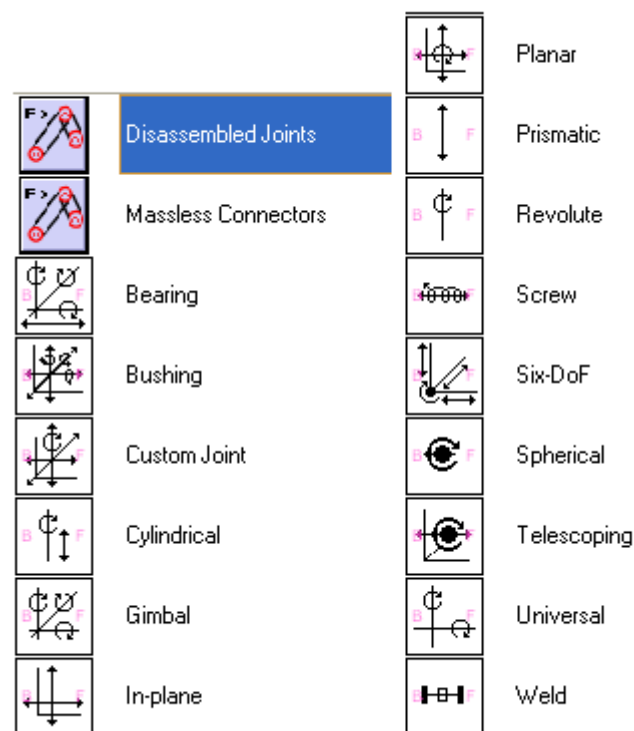


Figura 6.6: Joints. Tipos de juntas disponibles.

6.1.6 SENSORS & ACTUATORS

En la **Figura 6.7** podemos observar los bloques incluidos en este grupo:

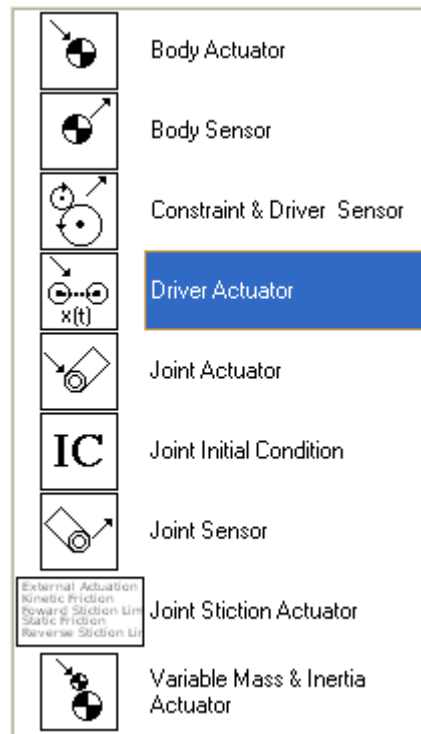


Figura 6.7: Sensors & actuators.

6.1.6.1 Sensors

Los bloques denominados Sensors, se incorporan para monitorizar los movimientos, fuerzas, reacciones etc. del modelo durante la simulación. Se pueden colocar en juntas (joint sensors), cuerpos (Body sensors) incluso en coacciones, para verificar que se cumplan (Constraint & Driver sensor).

A los sensores se les suele incorporar un bloque denominado Scope, que proporciona un gráfico con los resultados de la medición.

6.1.6.2 Actuators

Los bloques denominados Actuators, son aquellos que permiten introducir una señal de fuerza o par en alguno de los bloques, o bien, introducir una señal en un Driver, como se ha comentado anteriormente.

6.1.6.3 Otros

Se puede observar un bloque denominado Joint Initial Condition. Este bloque, confiere a los cuerpos unidos a la junta una posición inicial. Por ejemplo, con este bloque se podría definir la inclinación inicial del trapecio de suspensión respecto al chasis.

6.1.7 UTILITIES

Este grupo contiene diferentes bloques, mostrados en la **Figura 6.8** que proporcionan una ayuda a la hora de modela el sistema.

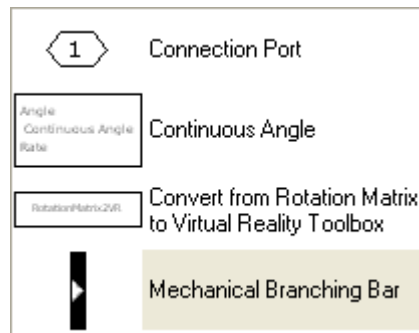


Figura 6.8: Utilities.

A pesar de centrarnos en la herramienta SimMechanics es posible que se necesiten bloques externos a esta. Por ejemplo, para simular la orografía de la carretera se introducirá una onda sinusoidal a la rueda, y este bloque no se encuentra en la herramienta SimMechanics.

No obstante se especificará en el proyecto cuando esto ocurra.

Capítulo 7

7.MODELO DE SIMULACIÓN

7.1 VEHÍCULO. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES (8)

Para el estudio, se ha elegido un modelo determinado de vehículo, en concreto un Nissan 100 NX de 1992, cuyas características se detallan a continuación:

Motor

Delantero transversal. Tetra cilíndrico. Cilindrada de 1998 c.c. Doble árbol de levas en cabeza. Encendido y gestión de combustible electrónicos. Refrigerado por agua. Relación de compresión 10.0:1.

Transmisión

Tracción delantera. Embrague monodisco en seco. Caja de cambios manual de 5 velocidades. Desarrollo final 4.176:1.

Bastidor

Código de chasis: B13.

Suspensión delantera independiente tipo McPherson, con trapecio inferior, resortes helicoidales, amortiguadores telescópicos y barra estabilizadora maciza de 28 mm.

MODELO de simulación

Suspensión trasera independiente tipo McPherson, con dos brazos inferiores transversales paralelos con tirante longitudinal, resortes helicoidales, amortiguadores telescópicos y barra estabilizadora maciza de 14 mm.

Dirección de cremallera asistida. 2.93 vueltas de volante. Radio del Volante 36 mm. Sistema de accionamiento tipo trapecio articulado.

Neumáticos: 195/55 R14 82 V en llantas de aleación ligera de 6" x 14".

Carrocería

Peso: 1050 kg en vacío. Reparto de pesos: 66% eje delantero y 34% eje trasero.

A continuación, se analizarán en profundidad los sistemas de dirección y suspensión del vehículo, ya que son el objeto de análisis en este proyecto.

7.2 SISTEMA DE DIRECCIÓN

Como se enumera en el apartado anterior, este vehículo dispone de un sistema de dirección del tipo trapecio articulado. En concreto se trata de un sistema de trapecio articulado de eje partido, como se observaba en la **Figura 2.18**.

Dicho trapecio articulado de eje partido está formado por la cremallera, como eslabón central, y las dos bieletas de dirección en los laterales, que a su vez, se acoplan en los brazos de la mangueta, que realizan la función de manivelas, convirtiendo el movimiento lineal de la cremallera en un giro de la mangueta.

En la **Figura 7.1**, se pueden observar las piezas 3 y 41. Son la bieletas de dirección, que unen la cremallera (pieza 19) con la mangueta. Las piezas 3 y 41 están unidas mediante una rótula con la cremallera, de forma que pueden variar su ángulo con la cremallera para cumplir la condición de Ackerman mediante el trapecio articulado.

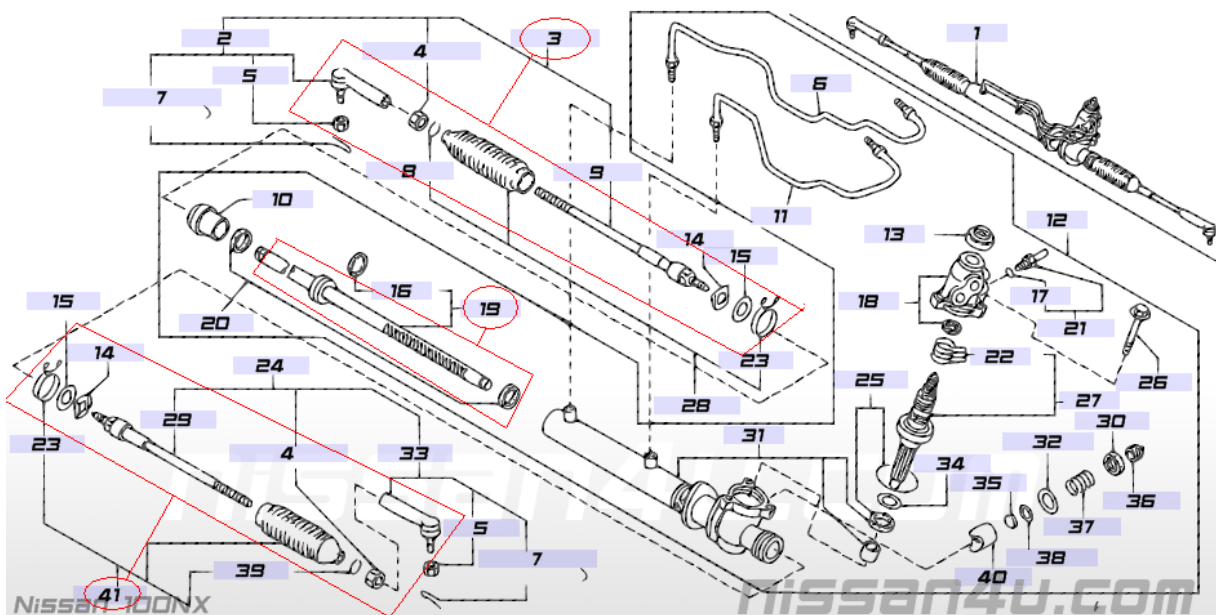


Figura 7.1: Despiece dirección Nissan 100 NX. (10)

A su vez, las bieletas de la dirección, se unen a la mangueta a través de una rótula, como se puede apreciar en la **Figura 7.2**.



Figura 7.2: Unión bieleta de dirección con mangueta.

Este sistema necesita de un elemento que le induzca movimiento. Como es conocido, el movimiento de las ruedas directrices se realiza por medio del volante, situado en el habitáculo.

El volante tiene una unión fija, mediante un estriado y una tuerca, con la caña de dirección, de modo que el giro que apliquemos al volante se transmita por la caña de dirección hasta el piñón o corona de la caja de dirección, que igualmente girará engranado con la cremallera, transformando el movimiento giratorio del volante, en un movimiento lineal a izquierda y/o derecha de la cremallera.

La caña de dirección tiene una inclinación distinta a la corona. Para seguir transmitiendo el giro a pesar de dicho ángulo se utiliza una junta universal o junta cardan, que se explicó en apartados previos.

Una junta cardan no transmite un giro de forma lineal, sino que en el transcurso del giro, la velocidad de giro de la corona no sería la misma. Para contrarrestar este efecto y conseguir una dirección lineal y progresiva, se utilizan dos juntas cardan, como se aprecia en la **Figura 7.3**.

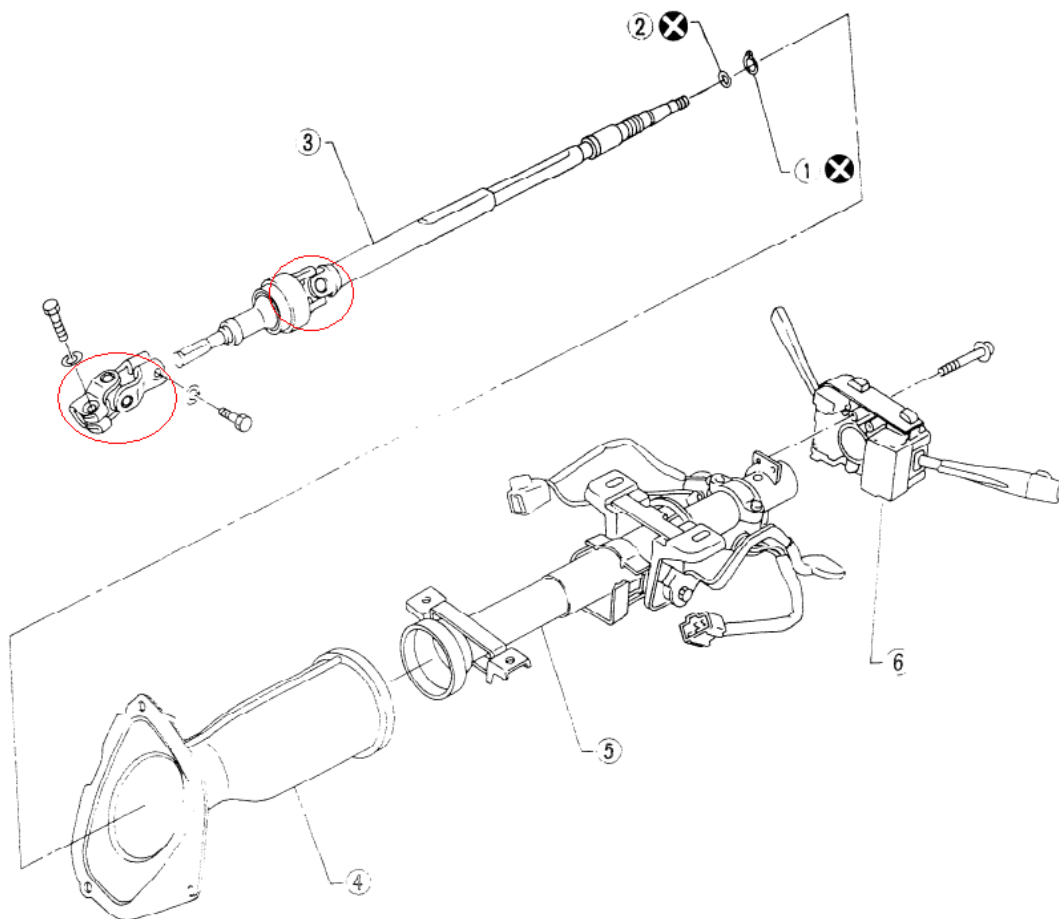


Figura 7.3: Columna de dirección. Despiece. (11)

En la salida de la segunda junta cardan, se uniría el piñón o corona de la caja de dirección.

Destacar que la caña de dirección es colapsable, esto quiere decir que ante un impacto frontal puede acortar su longitud para evitar que el extremo del volante golpee al conductor.

En la **Figura 7.4** podemos ver como la salida de la caña de dirección llega a la caja de dirección donde se aloja el piñón y la cremallera:

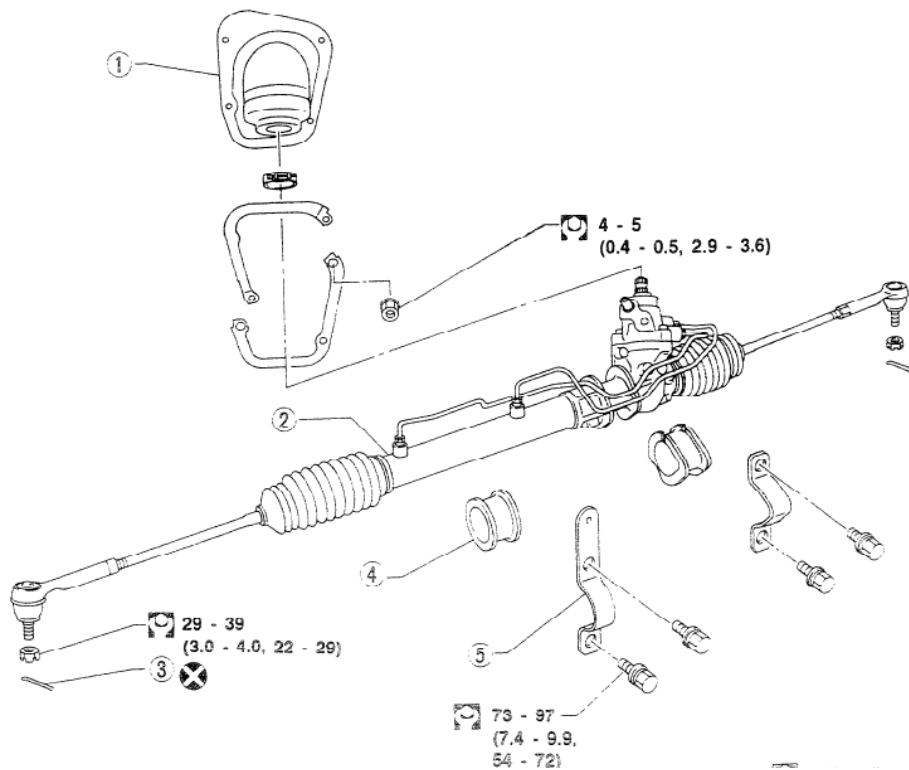


Figura 7.4: Unión caña de dirección con caja de dirección. (11)

Este vehículo dispone de dirección asistida. Este dispositivo reduce la fuerza necesaria para girar el volante y por tanto las ruedas, facilitando la conducción, sobre todo en parado. La dirección asistida consta de un circuito hidráulico y una bomba accionada por el sistema de correas del motor.

El funcionamiento es básico, depende de hacia qué lado se gire la dirección, se permite el paso de fluido a presión en un sentido u otro dentro de la caja de dirección. Unos retenes fijados a la cremallera (en su parte no dentada) hacen la función de pistón, ayudando a la cremallera en su movimiento. Una vez finalizado el giro, el sensor lo detecta e iguala las presiones a ambos lados.

Cabe destacar, que el par que es necesario ejercer sobre la caña de dirección (que no deja de ser un eje) para accionar esta tiene un valor fijo, por lo tanto, si aumentamos el brazo de acción de la fuerza (radio del volante), la fuerza necesaria es menor.

Este es el motivo por el que vehículos de gran tonelaje, como camiones o autobuses, disponen de un volante de mayor diámetro. No obstante, el diámetro siempre es mayor de lo necesario, para que en caso de fallo de la dirección asistida (en el caso de que la hubiera), poder manipular la dirección y evitar un accidente.

7.3 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El vehículo objeto de análisis dispone un sistema de suspensión del tipo McPherson, donde el amortiguador y el resorte helicoidal forman un único conjunto, en paralelo, ya que sufren los mismos desplazamientos. En la **Figura 7.5** se presenta un despiece del conjunto:

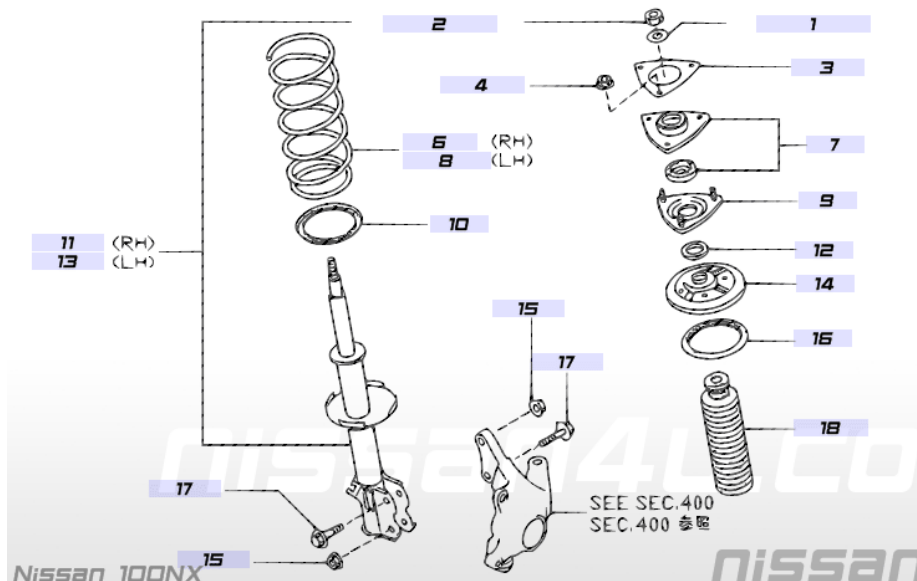


Figura 7.5: Despiece conjunto amortiguador-resorte helicoidal. (10)

El **conjunto muelle amortiguador** se encuentra fijado a las torretas del chasis por un extremo y a la mangueta con una unión fija por el otro extremo. Por ello, cuando la mangueta gira, el amortiguador lo hace con ella, girando en la sujeción superior a la torreta.

La **mangueta** es el elemento rígido donde se relacionan en sistema de dirección y el sistema de suspensión. La mangueta transmite la irregularidad del firme a la suspensión, mientras que el sistema de dirección, transmite el movimiento a la mangueta que hace girar el conjunto de rueda y freno. En la **Figura 7.6** se puede ver el conjunto. El anclaje señalado en rojo, es el punto de fijación de la bieleta de la dirección.

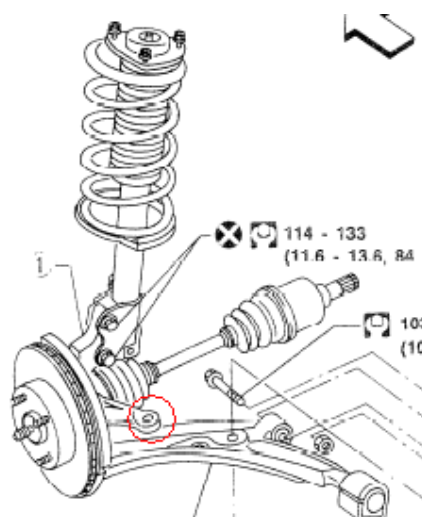


Figura 7.6: Conjunto muelle-amortiguador y mangueta. (11)

Otro elemento del sistema de suspensión es el trapecio. El trapecio de suspensión se encuentra en la parte inferior del sistema, anclado al chasis en un extremo mediante dos cojinetes que permiten girar en torno a un eje. Por lo tanto, el extremo del trapecio describirá un arco en torno a su anclaje.

En el extremo del trapecio se fija la mangueta, mediante una rótula que permite giros en los tres ejes. Cuando la rueda sube por la orografía del firme, la mangueta arrastra al trapecio, que la “guía” en su ascenso. En la **Figura 7.6** se puede ver el trapecio unido al conjunto, y en la **Figura 7.7**, el trapecio por separado.



Figura 7.7: Trapecio suspensión.

En ambos trapecios (lado izquierdo y lado derecho) se fija otra pieza de vital importancia, la barra estabilizadora. En la **Figura 7.8**, se observa como la barra estabilizadora (1) se ancla a través de una rótula (12) en el trapecio (23).

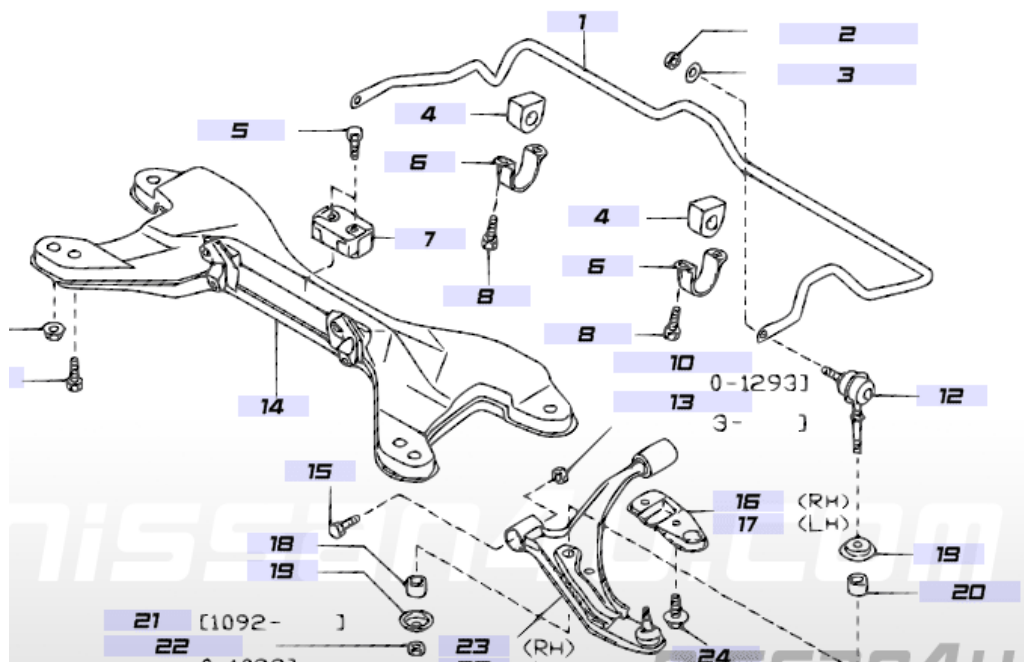


Figura 7.8: Barra estabilizadora. (10)

La barra estabilizadora es un elemento de la suspensión cuya función es concordar los movimientos verticales de ambas ruedas en los. De esta forma se evita el balanceo de la carrocería en curvas.

En un viraje la suspensión del lado exterior del vehículo tiende a comprimirse mientras que la del lado interior del viraje tiende a extenderse, debido a la transferencia de masas y la acción de la fuerza centrípeta aplicada en el centro de gravedad del vehículo, inclinando por tanto la carrocería y chasis del vehículo hacia el exterior de la curva.

Esto implica una mayor carga sobre los neumáticos exteriores mientras que los interiores se descargan, incluso alguna de ellas puede perder adherencia por no tener la carga suficiente. También se limita el funcionamiento de los amortiguadores del lado exterior, ya que se comprimirán excesivamente por el propio viraje y pueden no responder adecuadamente frente a una imperfección de la vía.

La barra estabilizadora intenta evitar este fenómeno. Su funcionamiento se caracteriza por un trabajo a torsión. Cuando la suspensión del lado interior del viraje se extiende, transmite un par torsor por la barra estabilizadora a la otra rueda del eje. Este par torsor se traduce en un endurecimiento de la suspensión, oponiendo por tanto, mayor resistencia a la compresión del conjunto muelle amortiguador y reduciendo el recorrido debido a la realización del viraje.

La principal característica de la barra estabilizadora es su sección, que viene definida por el diámetro y si es maciza o hueca. No obstante, este detalle se analizará en el momento de modelar el sistema.

A continuación, se puede observar en la Figura 7.9, la unión de la barra estabilizadora al trapecio en el sistema real. Así como todo el conjunto de dirección y suspensión.



Figura 7.9: Sistema de dirección y suspensión. Trapecio, mangueta, muelle, amortiguador, barra estabilizadora y bieleta de dirección.

Capítulo 8

8. CÁLCULO DATOS PREVIOS

8.1 OBTENCIÓN DE PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS COMPONENTES (10) (11)

Como se comentó anteriormente, Simulink proporciona una interfaz gráfica que facilita al usuario la aplicación de la teoría Multibody mediante la herramienta SimMechanics. Para la realización del modelo en SimMechanics, el programa solicita una serie de datos como son las propiedades físicas de los diferentes componentes del sistema: momentos de inercia, posición del centro de gravedad, peso de la pieza o cuerpo y posición de los diferentes puntos significativos de la pieza, como por ejemplo, anclajes de otro componente del sistema en esta (rotulas, barra estabilizadora, mangueta etc.), así como la orientación de los sistemas de referencia.

Para la obtención de estos datos, se han utilizado varias técnicas. Los datos iniciales del sistema así como algunas constantes, los proporciona el Manual de Taller del modelo, editado por la propia marca. Mientras que para conseguir las propiedades físicas de algunos componentes ha sido necesario realizar el modelado en un programa CAD, como es el caso de SolidEdge, para que una vez realizada la pieza, nos proporcionase los datos en función de la pieza modelada.

8.1.1 PROCESO DE MODELADO Y OBTENCIÓN DE DATOS MEDIANTE SOLID EDGE. (12)

El proceso de modelado en CAD de aquellos componentes en los que es necesario, es común, y por tanto, se va a detallar en este apartado.

En primer lugar, fue necesario realizar una medición de cada uno de los componentes a modelar del sistema real en el propio vehículo.

Para realizar la medición se parte de puntos del bastidor conocidos e indicados en el Manual de taller oficial, en concreto de los puntos (e) y (E) que se observan en la **Figura 8.1**, donde encontramos todas las cotas del chasis de cara a posibles reparaciones y uso de bancada.

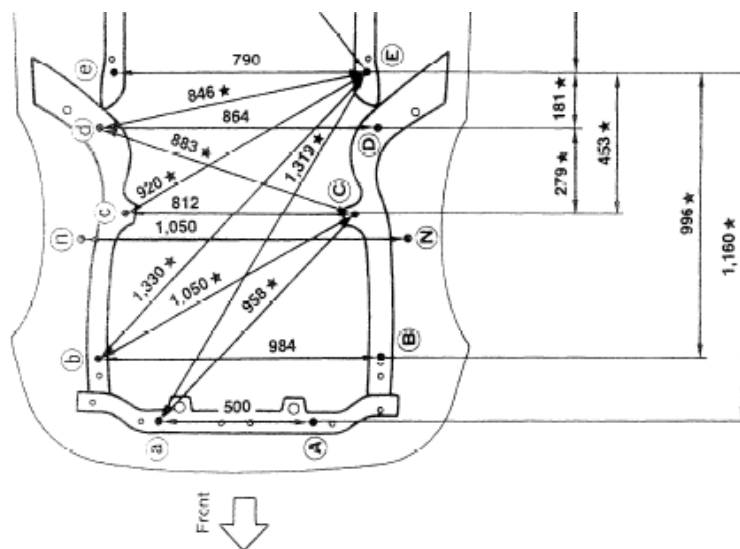


Figura 8.1: Cotas de alineación del bastidor del vehículo analizado. (11)

De acuerdo a esto se posicionan las uniones del sistema al chasis, es decir, la posición de las fijaciones del trapecio inferior y la posición de anclaje del amortiguador a la torreta o copela superior.

Teniendo esos puntos fijos conocidos se realizan las mediciones de los distintos componentes del sistema. Con las mediciones realizadas se procede a modelar los componentes en SolidEdge utilizando las diferentes herramientas de este.

Para la obtención de los pesos reales de los componentes modelados en CAD, se utiliza una herramienta on-line que proporciona el despiece del vehículo. De esta forma, se parte de un dato real para la verificación del componente creado en CAD, ya que la realización de estos es aproximada, con la mayor veracidad posible.

Con la medición realizada, se modela cada uno de los componentes, utilizando las herramientas de SolidEdge necesarias para tal fin, en función de las operaciones a realizar para el modelaje de cada componente en particular.

Una vez modelado cada componente se crean sistemas de referencia en los puntos significativos. Estos sistemas de referencia unido a la herramienta "Measure distance" (**Figura 8.2**) nos ayuda a conocer la posición del punto en función del sistema de referencia que se desee.

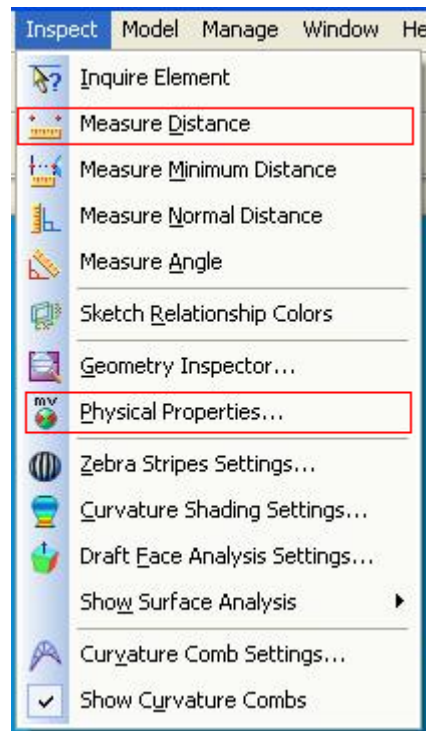


Figura 8.2: Menú herramientas de inspección: "Measure distance" y "Physical Properties"

Del mismo modo, mediante la herramienta “Physical Properties” (**Figura 8.3**) se analiza las propiedades físicas de la pieza.

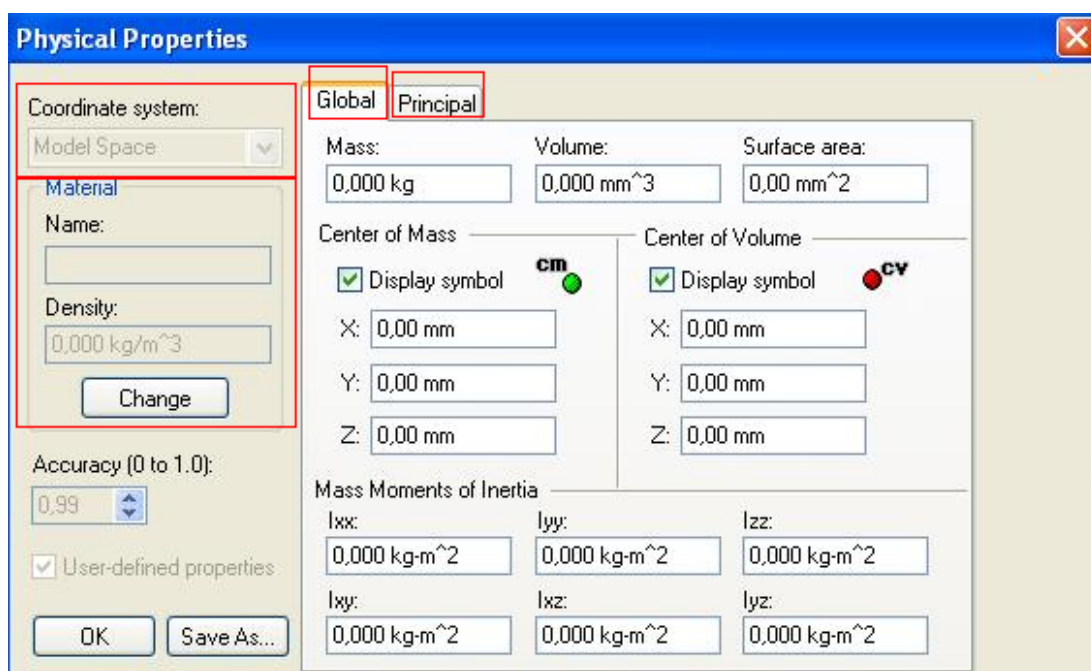


Figura 8.3: Herramienta Physical Properties. Cuadro de diálogo.

Para ello, en primer lugar, se ha de elegir un material, en este caso se usa acero con las siguientes propiedades detalladas en la **Figura 8.4**. Se usa este material por ser el que ofrece mayor similitud del modelo (en cuanto a dimensiones y masa se refiere) respecto al sistema real.

Solid Edge Material Table		
Material:		
Steel, structural		
Edit Delete		
Material	Face and Fill Style	Virtual Studio+
Property Name	Value	
Density	7833,000 kg/m ³	
Coef. of Thermal Exp.	0,0000 /C	
Thermal Conductivity	0,032 kW/m-C	
Specific Heat	481,000 J/kg-K	
Modulus of Elasticity	199947953,000 kPa	
Poisson's Ratio	0,290	
Yield Stress	262000,766 kPa	
Ultimate Stress	358527,364 kPa	
Elongation	0,000	

Figura 8.4: Material utilizado. Acero estructural.

Acto seguido, en la pestaña “Coordinate System” (**Figura 8.3**), se selecciona el sistema de referencia respecto al se quieren obtener los resultados. Una vez seleccionados estos datos de origen se actualizan los resultados.

El programa proporciona una serie de tablas con los datos deseados para cada modelo. En la pestaña “Global” (**Figura 8.3**) indica la posición del centro de masas respecto del S.R. seleccionado, así como la posición del centro de volumen.

En la pestaña “Principal” (**Figura 8.5**) se obtienen datos de gran importancia.

“Orientation of principal Axes” indica la orientación de los ejes principales de inercia respecto al S.R. elegido. En concreto da el valor del coseno del ángulo que forman los ejes principales de inercia respecto al S.R elegido. Para Simulink, es necesario pasar esos cosenos directores a ángulos en grados.

“Principal Moments of Inertia” indica los valores de los momentos de inercia respecto a los ejes principales de inercia.

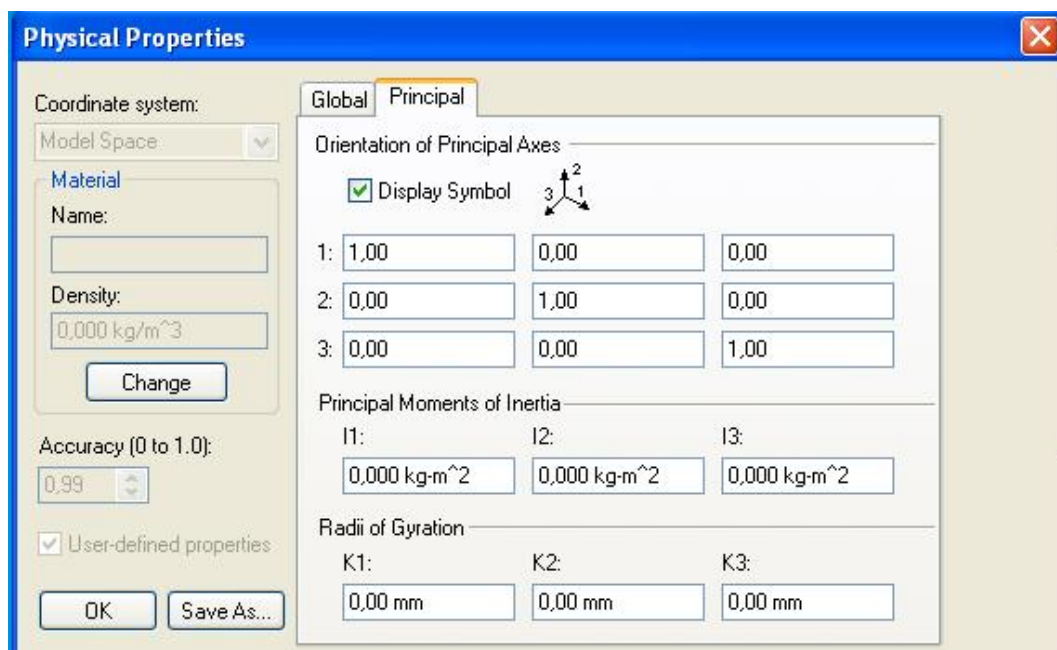


Figura 8.5: Physical Properties. Cuadro de diálogo.

Los componentes del sistema de suspensión y dirección son simétricos, por lo que se ha utilizado la herramienta de simetría de Simulink para obtener los componentes del lado derecho del vehículo partiendo del lado izquierdo (tomando la posición de conducción como referencia para señalar izquierda o derecha).

8.1.2 MODELADO DE TRAPÉCIOS

8.1.2.1 Trapecio izquierdo

El trapecio forma parte del sistema de suspensión, como se explicó en el capítulo 8 de este P.F.C. Una vez realizada la medición correspondiente, se modeló en Solid Edge, obteniendo el resultado mostrado en la **Figura 8.6**.

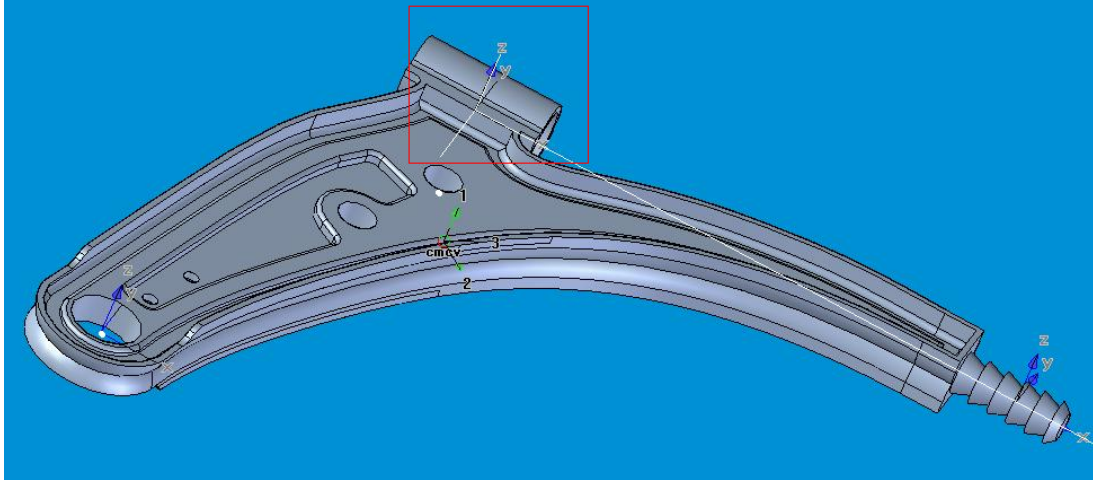


Figura 8.6: Trapecio izquierdo modelado en Solid Edge.

Como se puede observar, los cojinetes y silent-blocks del trapecio así como la rótula no han sido incluidos en el modelo 3D, ya que serán modelados como juntas en Simulink.

Cabe decir, que el relieve del trapecio no es exactamente igual. Esto se debe a que el trapecio real tiene cavidades interiores, mientras que la reproducción es maciza. No obstante, en el modelo 3D se eliminó espesor en aquellos lugares donde el trapecio real tiene cavidades, con el objetivo de mantener una distribución de masa lo más cercana al componente real.

Se pueden observar los sistemas de referencia en puntos determinados de la pieza, como son las fijaciones al chasis y el punto de unión con la mangueta. El sistema de referencia utilizado para el análisis, es el señalado con el recuadro en rojo.

En la **Tabla 8.1** se muestran las propiedades físicas del componente obtenidas en Solid Edge, las cuales son necesarias para el posterior modelado en Simulink. Matlab tiene su propio sistema de referencia, por lo que se transforman los datos obtenidos de Solid Edge quedando de la siguiente manera:

TRAPECIO IZQUIERDO. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	3.7 kg		
MASA MODELO	3.839 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	-109.40	--0.02	26.43
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	-40.53	0	-40.53
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.011	0.074	0.064

Tabla 8.1: Trapecio izquierdo. Propiedades físicas.

8.1.2.2 Trapecio derecho

Todo lo reseñado en el apartado **8.1.2.1** es extensible a este apartado. No obstante el trapecio derecho una vez modelado se puede observar en la **Figura 8.7**:

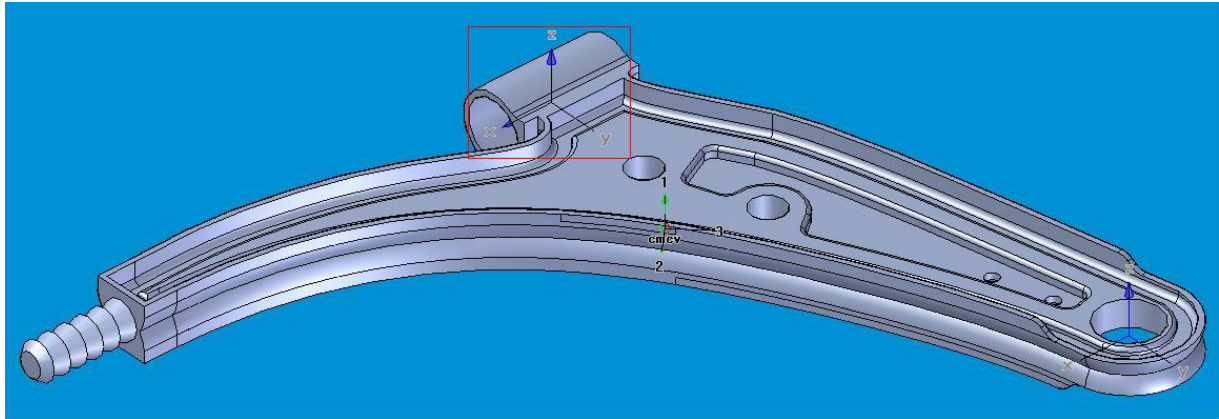


Figura 8.7: Trapecio derecho.

Tras el análisis en Simulink, se obtienen las propiedades físicas, las cuales se muestran en la **Tabla 8.2**:

TRAPECIO DERECHO. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	3.7 kg		
MASA MODELO	3.839 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	109.40	-0.02	26.43
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	44.76	0	44.76
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm ²)	I_y (kgm ²)	I_z (kgm ²)
	0.011	0.074	0.064

Tabla 8.2: Trapecio derecho. Propiedades físicas.

8.1.3 MODELADO DE MANGUETAS

Las manguetas son un componente clave en el sistema de suspensión y dirección, ya que es el elemento que interacciona el sistema de suspensión y dirección, motivo por el cual es necesario estudiarlos en conjunto.

Por un lado las manguetas transmiten las irregularidades de la carretera al sistema de suspensión ya que reciben el movimiento de la rueda y lo transmiten al conjunto muelle amortiguador. Del mismo modo, la mangueta recibe el movimiento de la cremallera de dirección por medio de las bieletas o rótulas de dirección, de forma que la mangueta gira y por tanto la rueda solidaria con la mangueta.

A continuación se muestra el resultado del modelado de ambas manguetas en Simulink así como los datos obtenidos.

8.1.3.1 Mangueta izquierda

El resultado tras el modelado de la mangueta izquierda se aprecia en la **Figura 8.8**. La forma del componente es muy cercana a la realidad, con el principal objetivo de mantener una distribución de masas lo más cercana a la realidad posible.

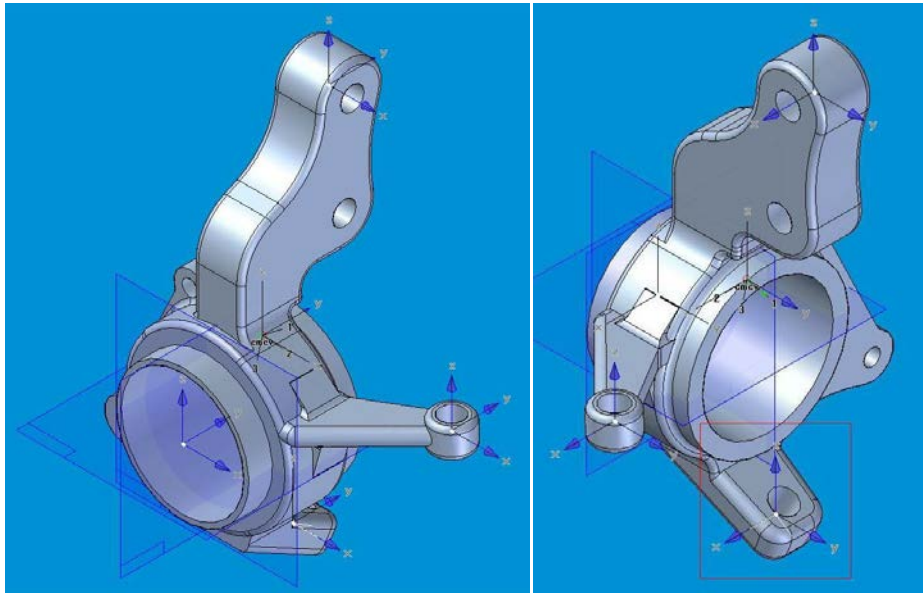


Figura 8.8: Mangueta izquierda.

Matizar que el análisis para obtener las propiedades físicas se ha realizado en torno al S.R. remarcado en rojo.

Los resultados del análisis realizado en Simulink se detallan en la **Tabla 8.3**.

MANGUETA IZQUIERDA. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	3.8 kg		
MASA MODELO	3.63kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	-17.89	110.74	-1.14
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	-102.7	-102.7	
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.005	0.02	0.018

Tabla 8.3: Mangueta izquierda. Propiedades físicas.

8.1.3.2 Mangueta derecha

Para la mangueta derecha se hace extensible todo lo citado anteriormente. Recordar que su modelado se ha realizado mediante simetría de la mangueta izquierda. A continuación se pueden observar el resultado obtenido:

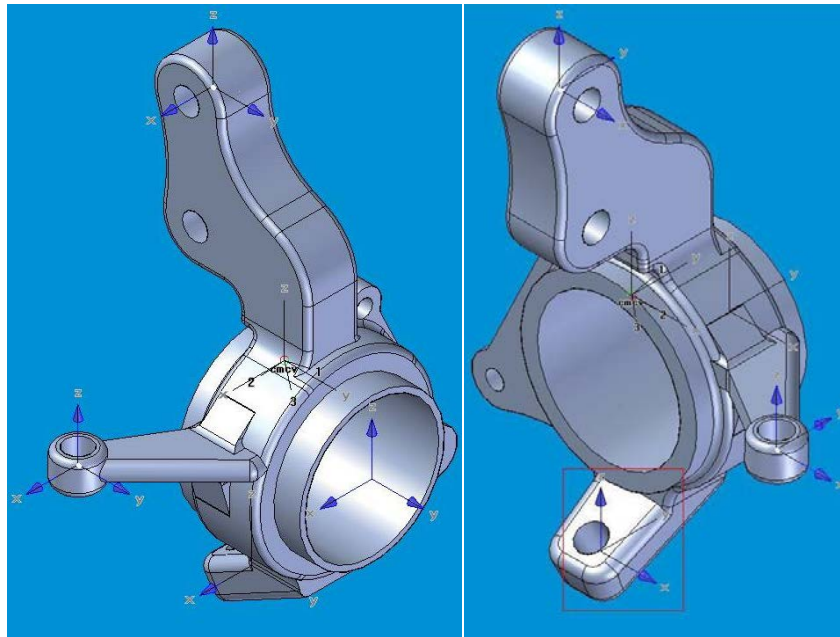


Figura 8.9: Mangueta derecha.

Los resultados obtenidos tras el análisis se detallan en la **Tabla 8.4**:

MANGUETA DERECHA. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	3.8 kg		
MASA MODELO	3.63 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	17.89	11.74	-1.14
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	-77.29	-77.29	
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.018	0.005	0.02

Tabla 8.4: Mangueta derecha. Propiedades físicas.

8.1.4 MODELADO BRAZOS DE DIRECCIÓN

El brazo de dirección es el componente que une la cremallera de la caja de dirección con la mangueta. Dicho brazo tiene una rótula en su unión con la cremallera y otra en su unión con la mangueta, de forma que el sistema de dirección se pueda adaptar a todos los movimientos realizados por la suspensión y se pueda cumplir la condición de Ackerman.

8.1.4.1 Brazo de dirección izquierdo

El resultado del proceso de modelado en Solid Edge se puede ver en la **Figura 8.10**:

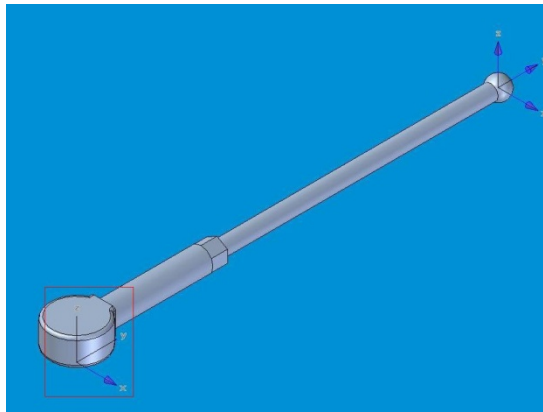


Figura 8.10: Brazo de dirección izquierdo.

Tomando como origen para los cálculos el Sistema de Referencia remarcado en rojo, los datos arrojados por Solid Edge son los mostrados en la **Tabla 8.5**:

BRAZO DIRECCIÓN IZDO. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	0.480 kg		
MASA MODELO	0.551 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	87.290	19.69	0
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	0	0	0
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0	0.005	0.005

Tabla 8.5: Brazo de dirección izquierdo. Propiedades físicas.

8.1.4.2 Brazo de dirección derecho

El componente resultante tras el modelado en Solid Edge se puede ver en la **Figura 8.11**:

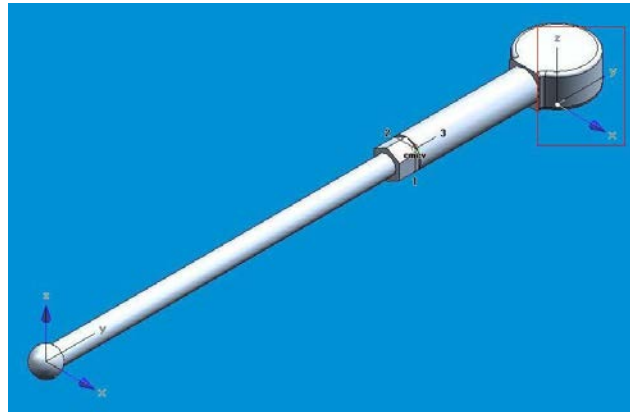


Figura 8.11: Brazo de dirección derecho.

Tomando como origen para los cálculos el Sistema de Referencia remarcado en rojo, los datos obtenidos en Solid Edge aparecen detallados en la **Tabla 8.6**:

BRAZO DIRECCIÓN DCHO. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	0.480 kg		
MASA MODELO	0.551 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	87.29	-19.69	0
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	0	0	0
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0	0.005	0.005

Tabla 8.6: Brazo de dirección derecho. Propiedades físicas.

8.1.5 MODELADO CREMALLERA DE DIRECCIÓN

La cremallera de dirección es uno de los componentes principales, ya que junto con el correspondiente piñón forma el sistema encargado de transformar el movimiento rotatorio del volante en un movimiento lineal a izquierda y derecha que acciona las bieletas de dirección, a las cuales va unida por sendas rótulas.

Para conocer la longitud de la cremallera de dirección se realizó un esquema del sistema con las cotas conocidas (trapecios, manguetas, anclajes chasis y bieletas) de modo que la distancia entre ambas bieletas corresponde a la cremallera, tal y como se muestra en la imagen XXX (**nota insertar imagen**). Esto fue necesario por no poder realizar una medición manual del elemento. No obstante, comparado con los esquemas a escala del chasis incluidos en el Manual de taller del vehículo (10) el resultado es coherente.

Una vez conocida la longitud se puede realizar el modelado del componente, de forma que tanto la masa final como la distribución de peso se asimilen al componente real. El resultado se muestra en la **Figura 8.12**.

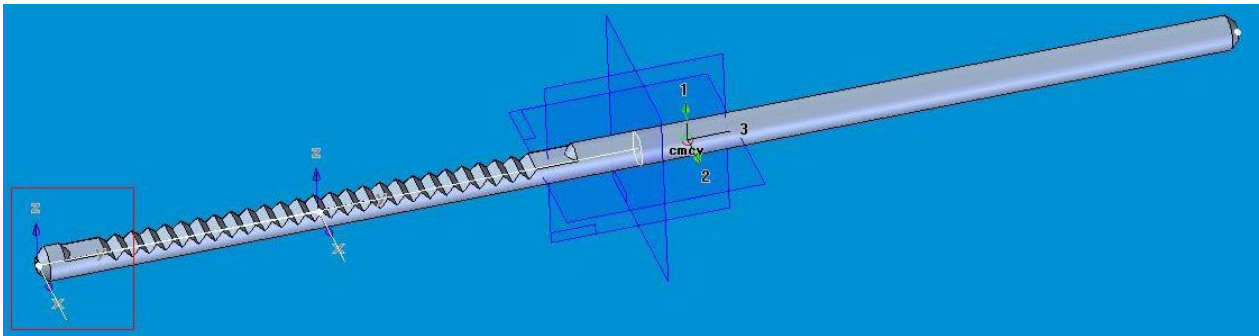


Figura 8.12: Cremallera de dirección.

En la **Figura 8.12** podemos ver remarcado en rojo, el sistema de referencia utilizado como origen para los cálculos y posiciones en el componente, los cuales se muestran en la **Tabla 8.7**:

CREMALLERA DIRECCIÓN. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	1.661 kg		
MASA MODELO	1.533 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	393.34	-0.88	0
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	0	0	0
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
		0.65	0.65

Tabla 8.7: Cremallera dirección. Propiedades físicas.

Como se puede observar, el peso real que aparece en el catálogo de piezas de Nissan (9), dista del obtenido con el modelado. Esto se debe a que en el despiece se incluye el peso de otras piezas como son circlips y cojinetes.

8.1.6 PIÑÓN DE ATAQUE.

El piñón de ataque completa el sistema piñón cremallera de la caja de dirección. Transmite el movimiento del volante y columna de dirección a la cremallera.

Para el modelado del componente, se ha de dimensionar a partir de planos y dibujos escalados procedentes del manual de taller (10) y el catálogo de piezas (9).

El componente resultante se puede apreciar en la **Figura 8.13**:

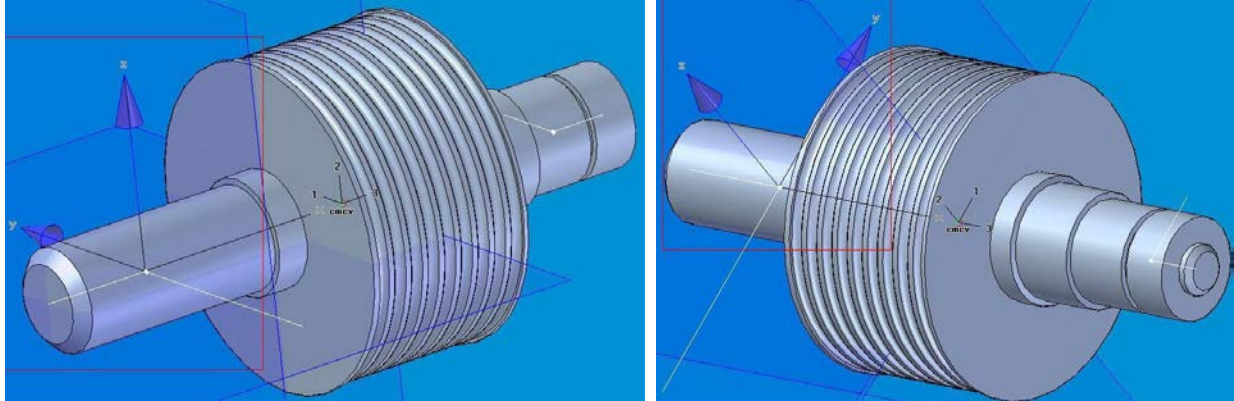


Figura 8.13: Piñón de ataque.

Las propiedades físicas obtenidas (siempre a partir del sistema de referencia remarcado en rojo en la **Figura 8.13**) aparecen reflejadas en la tabla:

PIÑÓN ATAQUE DIRECCIÓN.PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	0.528 kg		
MASA MODELO	0.518 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	0	0	35.54
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (º)	Eje Y (º)	Eje Z (º)
	90	0	90
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm ²)	I_y (kgm ²)	I_z (kgm ²)
	0.00042	0.00042	0.00051

Figura 8.14: Piñón de ataque. Propiedades físicas

8.1.7 COLUMNA DE DIRECCIÓN

La columna de dirección es el eje al que se une el volante, parte que manipula el conductor para mover la dirección. La columna de dirección va unida a una cadena de uniones universales o cardan, con el objetivo de salvar la distancia existente entre la posición de la columna de dirección y el piñón de ataque de la misma.

Dichos cardans no se modelan, ya que Simulink tiene en su estructura un componente específico para este tipo de uniones, para el cual no se necesitan datos físicos, sino simplemente las posiciones de los elementos que unen.

Al igual que en los casos anteriores, la columna de dirección se ha modelado en función de los datos y esquemas aportados por el manual de taller del vehículo (10), obteniendo el resultado reflejado en la **Figura 8.15** y la **Figura 8.16**:

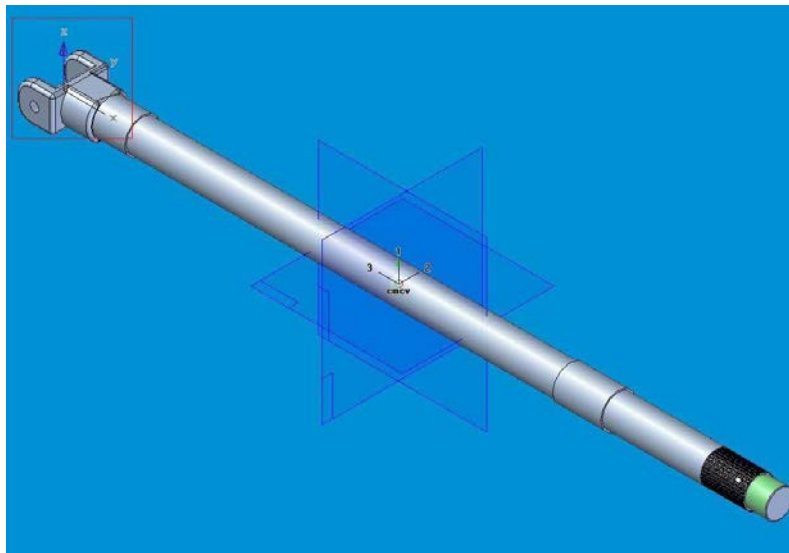


Figura 8.15: Columna de dirección. Vista A

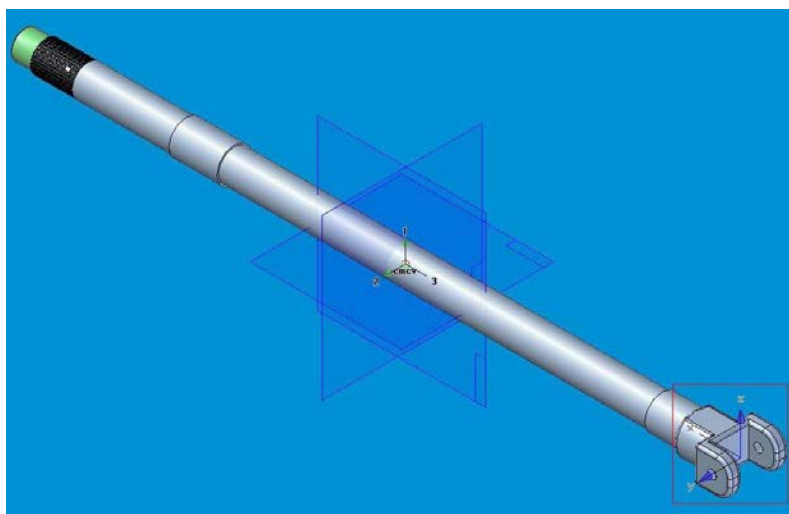


Figura 8.16: Columna de dirección. Vista B

Una vez realizado el modelado, se obtienen los datos necesarios para la realización del modelo en Simulink. Para ello tomamos como origen el sistema de referencia correspondiente a la unión con el primer cardan, obteniendo los resultados mostrados en la **Tabla 8.8**:

COLUMNA DIRECCIÓN. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	2 kg		
MASA MODELO	1.760 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	0	0	238.78
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	90		90
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.041	0.041	0

Tabla 8.8: Columna de dirección. Propiedades Físicas

El peso del modelo en CAD no coincide con el peso del componente real ya que en catálogo de pieza de la marca (9), el peso reflejado incluye el primer cardan y, como ya se ha citado previamente, Simulink no necesita las propiedades físicas de las uniones entre componentes para la realización del modelo.

8.1.8 CONJUNTO RUEDA

El conjunto de la rueda (llanta más neumático) es una parte muy importante de los sistemas de dirección y suspensión. En primer lugar une el vehículo a la calzada y es la que recibe y transmite todas las irregularidades del terreno. Por otro lado, es el componente del sistema con mayor masa, y a su vez, está en constante giro, por lo que a nivel dinámico genera una gran influencia sobre el sistema.

Por ello se ha modelado en SolidEdge para obtener las propiedades físicas. En la **Figura 8.17** y la **Figura 8.18** se pueden ver la llanta del vehículo y el conjunto llanta neumático completo.



Figura 8.17: Llanta 14"x5.5".

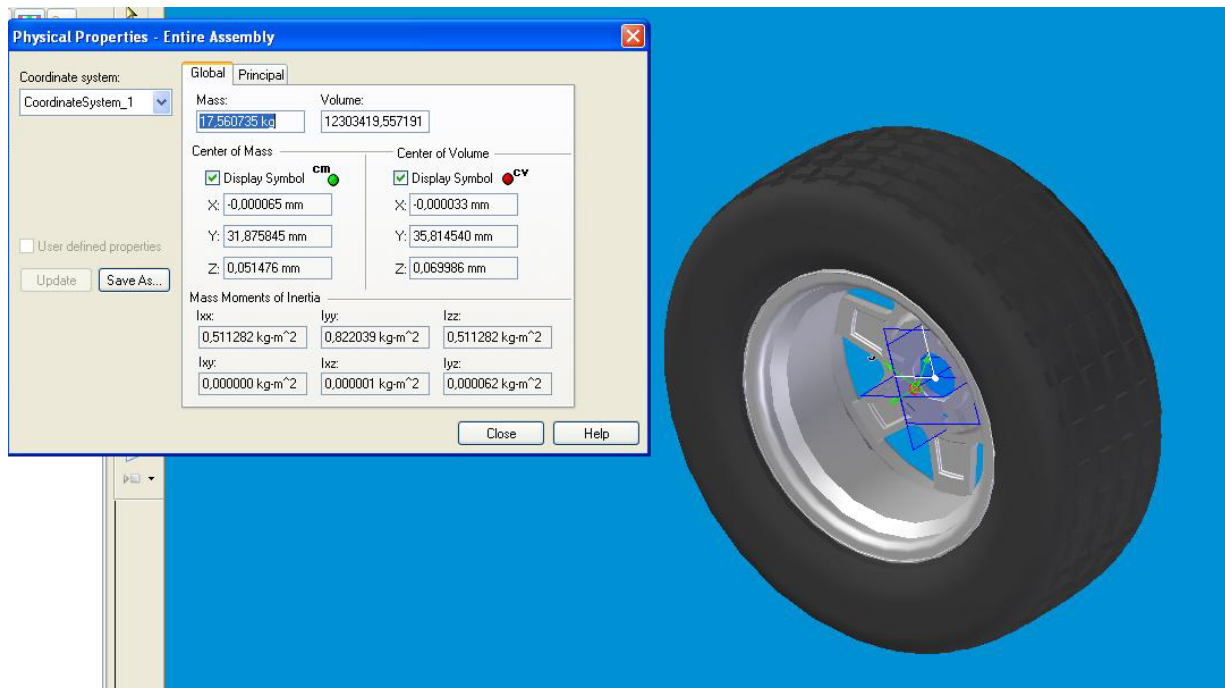


Figura 8.18: Llanta 14" con neumático 185/55 R14

Los datos obtenidos tras el modelado en SolidEdge se representan en la **Tabla 8.9** y **Tabla 8.10** para la rueda izquierda y derecha respectivamente. El peso real es aproximado, ya que varía en función de la marca y compuesto del neumático:

CONJUNTO RUEDA IZQUIERDA. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	18 kg		
MASA MODELO	17.560 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	31.88	0	0
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	0	0	0
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.493	0.493	0.822

Tabla 8.9: Conjunto Rueda izquierda. Propiedades físicas.

CONJUNTO RUEDA DERECHA. PROPIEDADES FÍSICAS			
MASA REAL	18-20 kg		
MASA MODELO	17.560 kg		
POSICIÓN C.D.G	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
	-31.88	0	0
ORIENTACIÓN EJES PRINCIPALES DE INERCIA	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
	0	-35.97	-35.97
MOMENTOS DE INERCIA PRINCIPALES	I_x (kgm²)	I_y (kgm²)	I_z (kgm²)
	0.822	0.493	0.493

Tabla 8.10: Conjunto rueda derecha. Propiedades físicas

8.1.9 CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR

El vehículo que estamos analizando lleva suspensión del tipo McPherson, por tanto, el resorte (muelle) y el amortiguador, forman un conjunto.

El modelado de este conjunto no es necesario, ya que Simulink dispone de un bloque específico para este tipo de componentes. No obstante, es necesario conocer las características mecánicas del resorte y el amortiguador. Para ello utilizamos el Manual de Taller del vehículo (10).

CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR. PROPIEDADES MECÁNICAS		
Longitud natural del resorte (r0)	360 [mm]	
Constante elástica del resorte (k)	21600 [N/m]	
Coeficiente de amortiguamiento (b)	Compresión	Expansión
	1797 [Ns/m]	4920 [Ns/m]

Tabla 8.11: Conjunto muelle amortiguador. Propiedades mecánicas.

Como se puede observar, existen dos coeficientes de amortiguación diferentes para compresión y expansión. El mayor es el de expansión debido a que el amortiguador debe controlar la extensión del muelle debido a la fuerza elástica que ha almacenado en su compresión. De no ser mayor el coeficiente de amortiguación la expansión del conjunto sería demasiado brusca.

De cara a la simulación, el coeficiente de amortiguamiento utilizado es el de expansión, ya que si se utiliza el de compresión el sistema de amortiguación tarda demasiado en estabilizarse, por el excesivo rebote de la suspensión debido a que la fuerza elástica del muelle no es compensada.

8.1.10 BARRA ESTABILIZADORA (3)

La barra estabilizadora es otro componente del sistema de suspensión que no es necesario modelar. Esto se debe a que este componente realiza la función de un resorte de torsión. Simulink por su parte dispone de un bloque para este tipo de elementos, para el cual se necesita conocer lo siguiente el valor de $\frac{T}{\theta}$ que es la rigidez a torsión de la barra (es decir, la capacidad recuperadora) donde T es la tensión y θ el ángulo de giro.

Para estos cálculos partimos de la ecuación del ángulo de giro en una barra sometida a torsión:

$$\theta = \frac{T \cdot L_{eq}}{G \cdot J} [rad]$$

Ecuación 8.1

De la que obtenemos que:

$$\frac{\theta}{T} = \frac{L_{eq}}{G \cdot J} \Rightarrow \frac{T}{\theta} = \frac{G \cdot J}{L_{eq}} [Nm]$$

Ecuación 8.2

Donde:

T es el par de torsión.

L_{eq} es la longitud de la barra que suponemos sometida a torsión.

Como se supone una barra empotrada en el centro

G es el Módulo de Rigidez a torsión propio del material (acero en este caso).

J es el Módulo de Torsión de la barra, que en el caso de una barra de sección circular, coincide con el Momento de Inercia Polar de la sección transversal de la barra.

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32} [m^4]$$

Ecuación 8.3

Para el cálculo de L_{eq} se tiene en cuenta que la barra no es recta, sino que tiene una curvatura en sus extremos, con radio $r = 50$ mm. Suponemos que solo 2/3 de esa curvatura trabajan a torsión.

De igual modo, se supone que la barra está empotrada en su punto central, ya que el giro en un extremo es contrarrestado por el giro en el extremo contrario de la barra, por tanto, solo trabajamos con media barra, ya que suponemos que la zona media no sufre ningún giro, por tanto, la L_{eq} viene dada por la siguiente ecuación:

$$L_{eq} = \frac{L}{2} + \frac{2}{3} r_c [m]$$

Ecuación 8.4

CÁLCULO datos previos

Donde:

$$L = 1.02 \text{ [m]}$$

$$r_c = 50 \text{ [mm]} = 0.05 \text{ [m]}$$

Por tanto, los valores de las variables son:

$$L_{eq} = 0.543 \text{ [m]}$$

$$G = 80.41 \text{ [GPa]} = 80.410 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 80.41 \text{e}^9 \text{ [N / m}^2\text{]}$$

$$D = 2R = 28 \text{ [mm]} = 0.028 \text{ [m]}$$

$$J = 6.03 \text{e}^{-8} \text{ [m}^4\text{]}$$

Por tanto:

$$\frac{T}{\theta} = \frac{G \cdot J}{L_{eq}} = 8929.50 \text{ [Nm / rad]}$$

Ecuación 8.5

8.2 LOCALIZACIÓN PUNTOS SINGULARES. MODELO A UN CUARTO

Todos los componentes del sistema de dirección y suspensión del vehículo tienen diferentes puntos de interés que han de ser fijados en los sistemas de referencia.

Dada la complejidad del modelado en SimMechanics, se decide realizar un modelo a “un cuarto” es decir, de únicamente una de las ruedas frontales, suficiente para el objetivo de este proyecto. De igual modo, aunque han sido modelados en Solid Edge, se omiten los componentes de la columna y caja de dirección.

Por tanto, solo se detallarán los puntos singulares de los componentes que serán modelados en Simulink, en este caso, todo el conjunto de suspensión y dirección correspondiente a la rueda izquierda.

Y para el análisis inicial, se tendrá en cuenta que el sistema tiene unos ángulos de caída, convergencia y avance nulos, con el objetivo de facilitar el modelado y asegurar el correcto funcionamiento del sistema. Posteriormente para la obtención de resultados se recalcularán los puntos singulares mediante un programa de CAD, según la variación de estos ángulos determine.

El fin de la localización de estos puntos de interés es la correcta realización de la unión de componentes en Simulink. De este modo, podemos fijar los diferentes sistemas de referencia de cada pieza en el espacio, tanto en posición X,Y,Z como en ángulos α , β y θ . De esta forma se posicionan correctamente los componentes y, no menos importante, las rótulas y elementos de unión, con el objetivo de restringir y permitir movimientos en las coordenadas oportunas.

Para la localización en el espacio de estos sistemas de referencia se ha utilizado de nuevo el programa Solid Edge y sobre las piezas modeladas se han obtenido los datos necesarios.

SimMechanics recomienda que al menos un punto de cada componente esté referenciado respecto al sistema de referencia global (GRF) a pesar de ofrecer la posibilidad de referenciar cada componente respecto a un componente precedente o posterior. De esta forma, se evitan errores de posicionamiento.

De esta forma, en las tablas siguientes, se puede observar como el sistema de referencia principal de cada componente tiene coordenadas respecto al sistema de referencia global (GRF). El resto de puntos del componente pueden estar referidos a ese sistema de referencia principal del componente (LPRF Local Part reference frame) o al GRF (Ground Reference Frame).

La herramienta de Solid Edge utilizada es la herramienta “Measure Distance” señalada en la **Figura 8.2** dentro del apartado **8.1.1**.

A continuación se mostrarán los resultados obtenidos componente a componente, que presentarán la posición e inclinación de los diferentes sistemas de referencias de cada punto significativo.

8.2.1 TRAPPECIO IZQUIERDO.

A continuación se puede observar los puntos significativos del trapecio izquierdo. Este componente toma como base el sistema de referencia global (GRF) en relación al cual se referencian todos sus puntos singulares.

En la **Tabla 8.12** se observan dichos puntos:

TRAPECIO IZQUIERDO. PUNTOS SINGULARES				
CONEXIÓN CHASIS 1	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		0	0	0
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
CONEXIÓN CHASIS 2	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		0	0	291.8
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
CONEXIÓN MANGUETA	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-317.85	0	-56.35
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
CONEXIÓN ESTABILIZADORA	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-74.57	0	14.72
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0

Tabla 8.12: Trapecio izquierdo. Puntos singulares

8.2.2 MANGUETA IZQUIERDA.

El punto de unión de la mangueta al trapecio se toma como sistema de referencia local de la pieza (LPRF) y a su vez, se posiciona respecto al sistema de referencia global (GRF)

A la mangueta se le asigna un LPRF en el punto de unión con dicho espárrago que sirve como origen de coordenadas local al resto de puntos significativos del componente.

Destacar, que tanto el resorte como el amortiguador, se unen en el mismo punto a la mangueta, como se ve en la **Tabla 8.13** dado que se está estudiando un sistema McPherson.

MANGUETA IZQUIERDA. PUNTOS SINGULARES				
SISTEMA DE REFERENCIA ORIGIN DEL COMPONENTE (LPRF)	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-317.50	0	-56.35
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
ANCLAJE TRAPECIO	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		0	0	0
	LPRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
CONEXIÓN AMORTIGUADOR CONEXIÓN RESORTE	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		55.76	227.87	0
	LPRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	-13.75
CONEXIÓN BRAZO DIRECCIÓN	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		2.6	97.87	97.57
	LPRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
PUNTO CENTRAL ALOJAMIENTO TRANSMISIÓN	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-69.47	77.87	0
	LPRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0

Tabla 8.13: Mangueta izquierda. Puntos singulares

8.2.3 BRAZO DE DIRECCIÓN IZQUIERDO.

El brazo de dirección izquierdo se une a la mangueta y tiene únicamente otro punto singular, que es la unión con la cremallera de dirección, tal como se ve en **Tabla 8.14**.

BRAZO DIRECCIÓN IZQUIERDO. PUNTOS SINGULARES				
CONEXIÓN MANGUETA- BIELETA DIRECCIÓN.	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-314.9	97.87	41.22
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
CONEXIÓN CREMALLERA DIRECCIÓN	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		0.71	97.87	41.22
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0

Tabla 8.14: Brazo de dirección izquierdo. Puntos singulares.

8.2.4 CONJUNTO RUEDA.

La rueda se une a la mangueta por medio del cubo de rueda, aunque en nuestro análisis vamos a sustituir ese cubo de rueda por una unión con un solo grado de libertad, el eje de giro de la rueda.

Por ello, la rueda solo tiene dos puntos significativos, uno es el punto de unión con la mangueta y otro el punto de exterior del neumático que contacta con el suelo (se pueden tomar tantos como se desee, pero en esta tabla solo se representa uno de ellos).

CONJUNTO RUEDA IZQUIERDA. PUNTOS SINGULARES				
CONEXIÓN CON MANGUETA. (LPRF)	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-386.97	77.87	-56.35
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0
PUNTO EXTERIOR DEL NEUMÁTICO- CONTACTO CALZADA.	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		40	-285.05	0
	LPRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	0

Tabla 8.15: Conjunto rueda izquierda. Puntos singulares.

8.2.5 CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR IZQUIERDO

El vehículo dispone de un sistema de suspensión del tipo McPherson, donde el resorte y el amortiguador forman un mismo conjunto. En Simulink, dicho sistema también se puede modelar de forma conjunta, por lo tanto resorte como amortiguador comparten puntos significativos.

CONJUNTO RESORTE IZQUIERDO. PUNTOS SINGULARES				
CONEXIÓN MANGUETA	S.R. BASE	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-261.74	227.87	-56.35
	GRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	-13.75
FIJACIÓN TORRETA	TIPO S.R.	Pos. X (mm)	Pos.Y (mm)	Pos.Z (mm)
		-177.81	570.87	-56.36
	MRF	Eje X (°)	Eje Y (°)	Eje Z (°)
		0	0	-13.75

Tabla 8.16: Conjunto resorte-amortiguador izquierdo. Puntos singulares.

Capítulo 9

9.CREACIÓN DEL MODELO MEDIANTE MULTIBODY DE SIMULINK. (13)

Una vez obtenidos los datos necesarios, se procede a la creación del modelo mediante SimMechanics, de Simulink, herramienta que permite la aplicación de la teoría Multibody para el cálculo del funcionamiento del sistema.

En primer lugar se va a agrupar los diferentes componentes del sistema de dirección y suspensión según el tipo de elemento al que pertenecen de los usados por la teoría multibody (los cuales ya se estudiaron en el apartado **5.3**) y el bloque asignado en Simulink, dentro de la biblioteca de SimMechanics, para cada tipo de elementos. Los diferentes bloques presentes en Simulink dentro se estudiaron en detalle en el apartado **6.2**.

Del mismo modo se estudiará las relaciones entre componentes, es decir, que tipo de unión se presentan entre los diferentes elementos del sistema, así como su elemento correspondiente de la teoría Multibody y el bloque oportuno dentro de Simulink.

Tanto los cuerpos o bodies, como las uniones o joints, son los principales componentes del modelo, al que también se aplican elementos de fuerza, drivers y sensores entre otro tipo de bloques.

9.1 IDENTIFICACIÓN CUERPOS O BODIES

Los cuerpos son los componentes principales del sistema, tienen una masa y dimensiones conocidas, y por ello, poseen unas propiedades físicas propias. En Simulink los cuerpos se han de caracterizar por la posición de sus puntos singulares, su masa y su matriz de inercia. La geometría real de la pieza pasa a un segundo plano, puesto que solo se utiliza para obtener la matriz de inercia y puntos singulares.

En la **Figura 9.1** podemos ver el bloque “body” que utilizamos en Simulink para representar este tipo de elementos, así como los datos que solicita, y que con anterioridad se calcularon como detalla el capítulo 8, para poder iniciar el proceso de modelado.

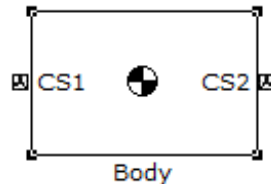


Figura 9.1: Bloque “Body” en Simulink

Dicho bloque abre un cuadro de diálogo en el cual se introducen los datos demandados. Como se aprecia en la **Figura 9.2**, En la pestaña “Position” se introduce la posición de los diferentes sistemas de referencia correspondientes a cada punto singular. Se puede escoger respecto a que S.R. se referencian, así como el lado del bloque en el que queremos que aparezca el puerto de conexión de ese S.R.

Simulink nombra a cada S.R. como CS (coordinate system) seguido de un número (CS1, CS2, CS3), salvo el centro de gravedad que lo nombra como CG.

De igual modo, se pueden escoger las unidades deseadas. En este caso se utilizaron tal como aparecen en la **Figura 9.2**.

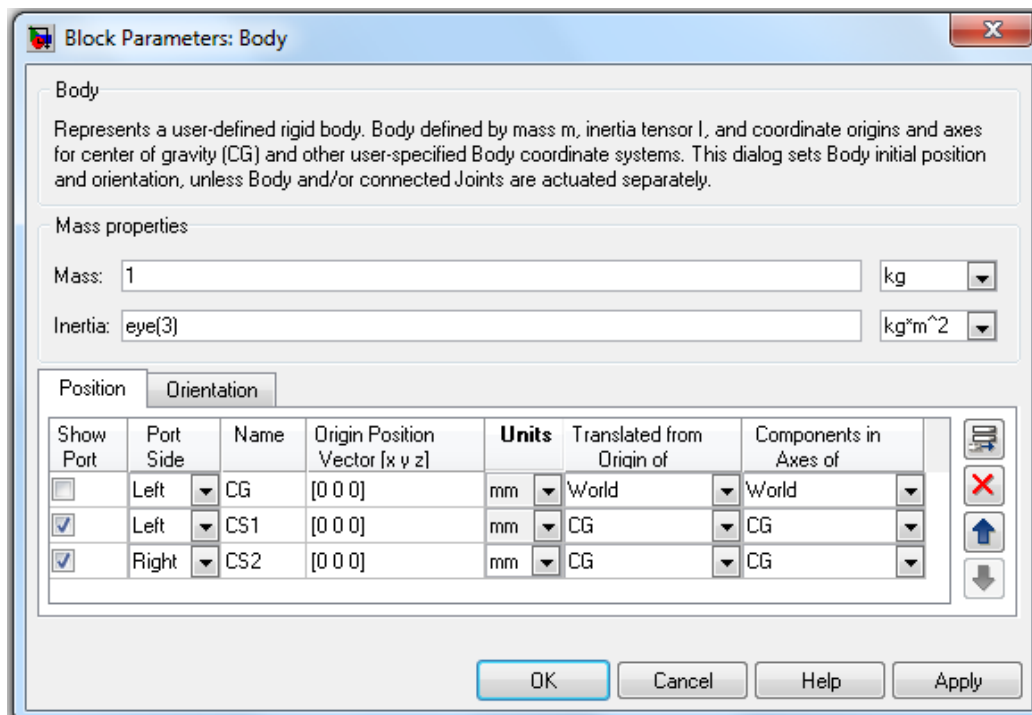


Figura 9.2: Cuadro diálogo bloque “Body”. Pestaña “Position”.

En la **Figura 9.3** podemos observar la pestaña “Orientation”. En esta pestaña se establece la orientación del sistema de referencia correspondiente en función de un sistema de referencia elegido como origen en ese componente, que en este caso coincide como origen tanto para la posición como para la orientación.

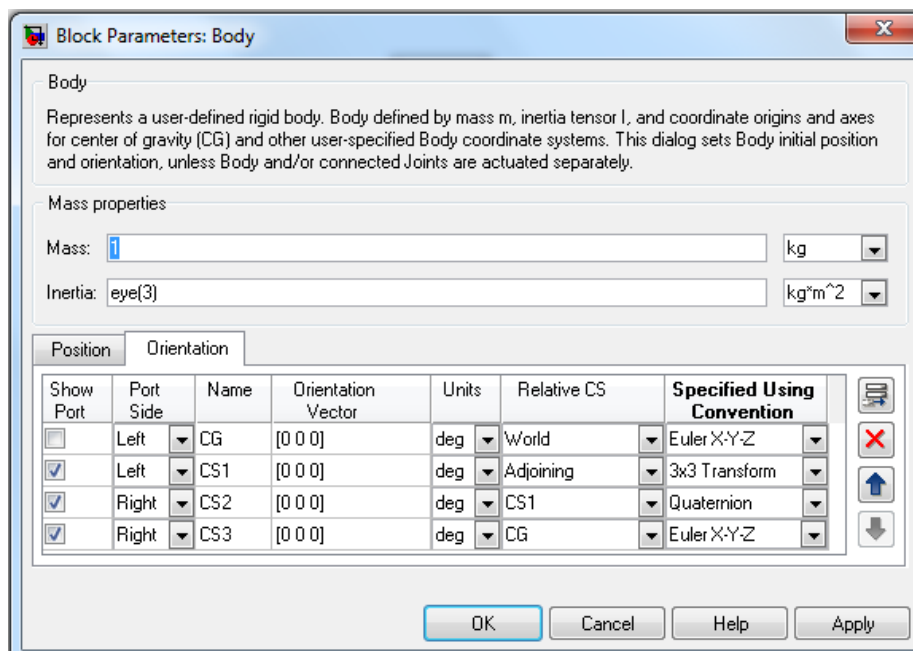


Figura 9.3: Cuadro diálogo bloque “Body”. Pestaña “Orientation”.

En esta pestaña podemos ver como el sistema de referencia puede ser relativo al S.R. general (WORLD), al sistema de referencia del punto de unión de la pieza precedente (Adjoining) un sistema de referencia cualquiera de este componente (CSx) o al S.R. correspondiente al centro gravitatorio de la pieza (CG). Las unidades utilizadas son grados sexagesimales. En cuanto al sistema de representación utilizado entre todos los disponibles se elige el modo “Euler X-Y-Z”

De esta forma se completan todos los campos necesarios dentro de un bloque “Body”.

A continuación se detallan todos los componentes del sistema que han sido representados con este tipo de bloque. Los datos incluidos en los bloques han sido tomados del los apartados **8.1** y **8.2**.

Dada la simetría del sistema y el carácter informativo del apartado (identificar y relacionar el componente con un tipo de bloque) en los componentes dobles (p.e. trapecios) solo se mostrará el componente de un lado.

9.1.1 TRAPECIO IZQUIERDO

El trapecio es el componente del sistema de suspensión que va unido al chasis del vehículo en dos de sus puntos, identificados como CS1 y CS3, con la mangueta (CS2) y la barra estabilizadora (CS4), tal como se aprecia en la **Figura 9.4** y **Figura 9.5**. El punto CS5 se crea como punto de conexión a sensores.

CS1 adquiere la función de LPRF y GRF, mientras que el resto de sistemas de referencia son del tipo MRF. El tipo de uniones entre componentes se tratará en apartados posteriores.

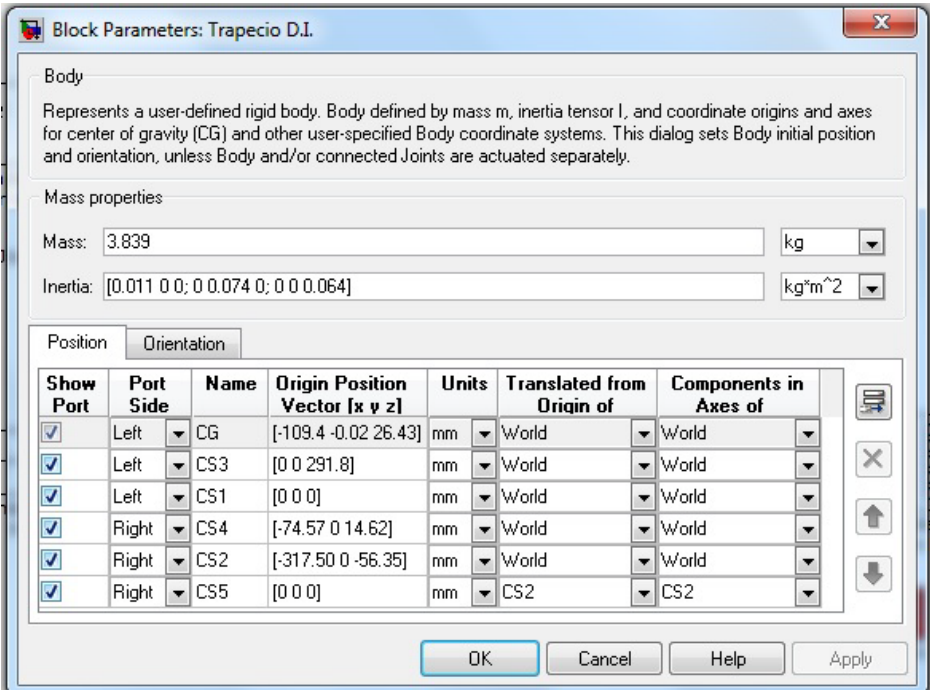


Figura 9.4: Cuadro diálogo bloque trapecio. Pestaña "position".

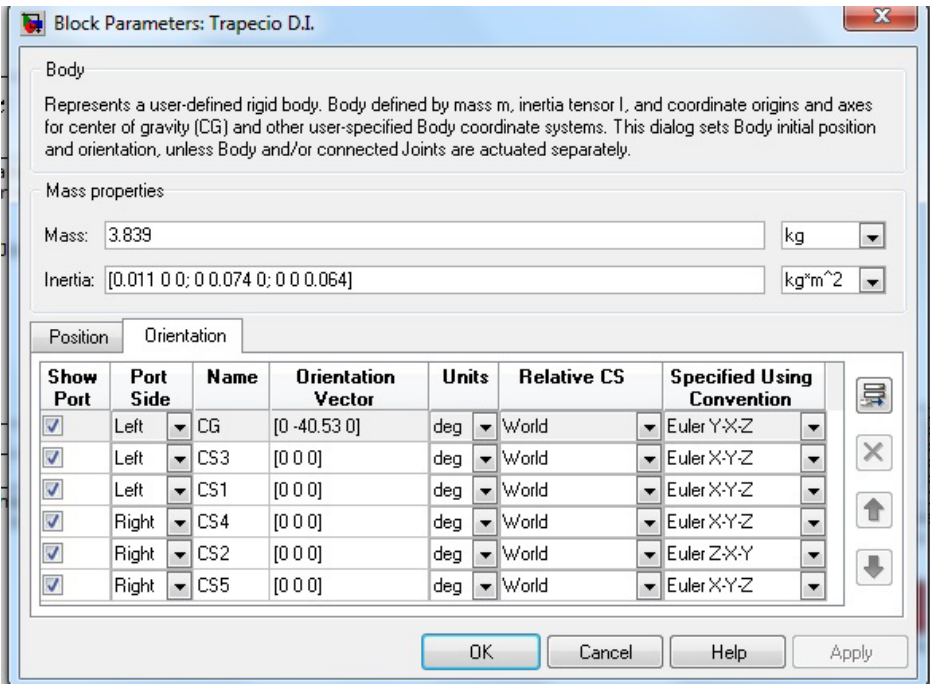


Figura 9.5: Cuadro diálogo bloque trapecio. Pestaña "Orientation".

9.1.2 MANGUETA

La mangueta es el componente del sistema que conecta más elementos, ya que por un lado recibe la orografía del firme por parte de la rueda la cual se une en el S.R CS6, pivota sobre el chasis gracias al brazo que genera el trapecio, con el cual se articula en el S.R.CS1 y transmite ese movimiento al conjunto resorte-amortiguador (unión en S.R. CS3 y CS4) y a las bieletas de dirección (unión en CS5).

En este caso la unión con el trapecio (CS1) adquiere la función de LPRF, mientras que el resto de sistemas de referencia son MRF.

Como se puede observar, el LPRF se posiciona relativo al sistema de coordenadas global (GRF), mientras que el resto de puntos singulares de la pieza son posicionados a partir de del LPRF que es el punto CS1 en este caso.

En la **Figura 9.6** y **Figura 9.7** vemos los cuadros de diálogo de la mangueta:

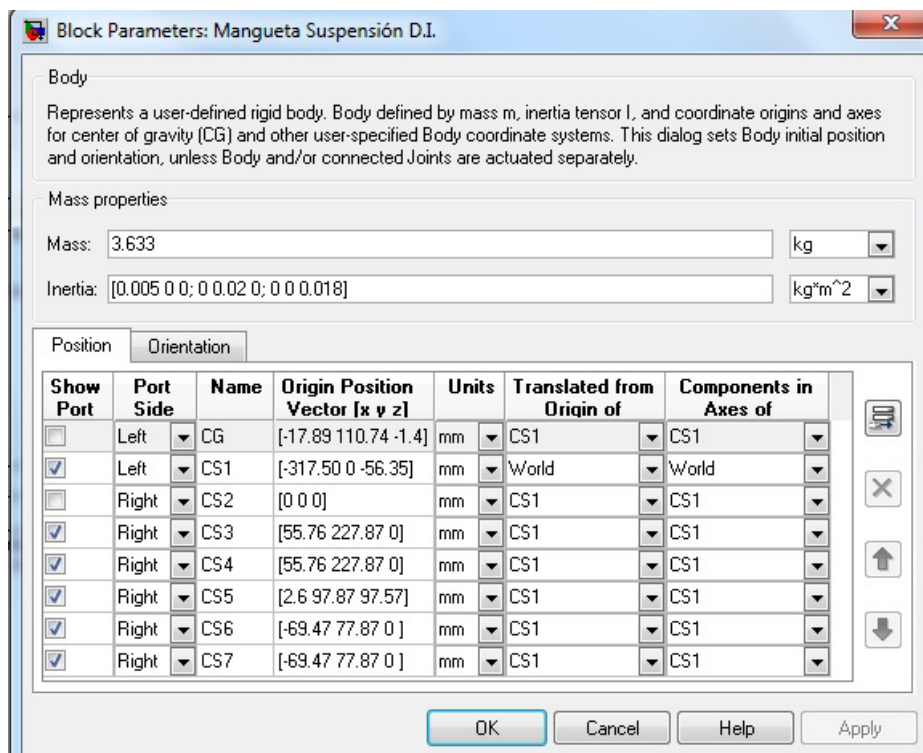


Figura 9.6: Cuadro diálogo bloque mangueta. Pestaña "Position".

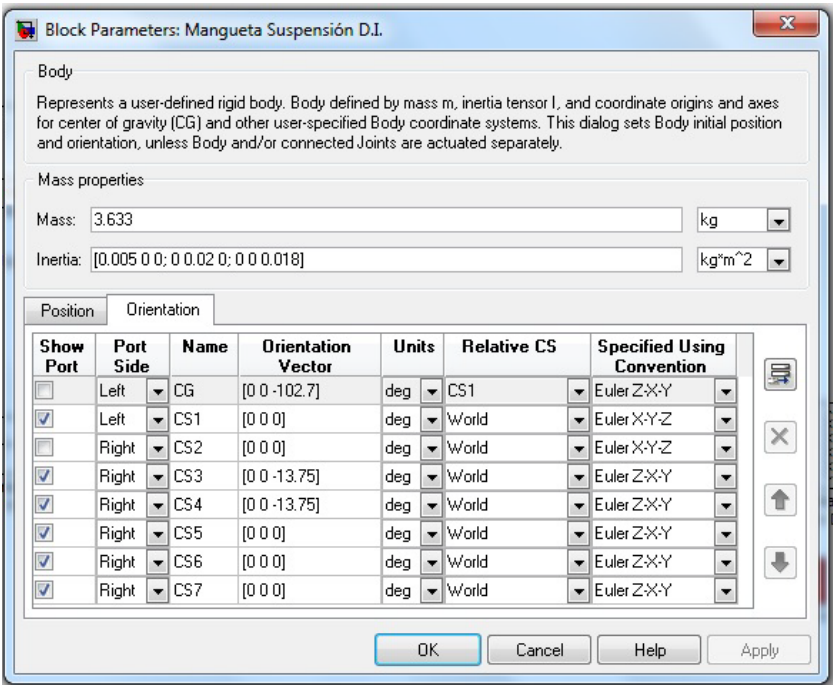


Figura 9.7: Cuadro diálogo bloque mangueta. Pestaña "Orientation"

Como se observa en la **Figura 9.7**, los puntos CS3 y CS4, se caracterizan por que sus ejes de coordenadas están girados un ángulo respecto al sistema de referencia global.

Dicho ángulo es el ángulo de montaje del sistema resorte-amortiguador y que coincide, en este caso, con el Kingpin angle o ángulo de salida, ya que el ángulo de caída es 0 en este montaje inicial.

9.1.3 BRAZO DE DIRECCIÓN

El brazo de dirección se une mediante dos rótulas del tipo uniball con la mangueta (CS1) y con la cremallera de dirección (CS2). En este caso el sistema de referencia CS1 es el LPRF del componente.

Las rótulas uniball permiten que el brazo de dirección se adapte a los movimientos de la suspensión sin dejar de transmitir el movimiento de la cremallera de dirección.

Los cuadros de diálogo de este componente se pueden apreciar en la **Figura 9.8** y **Figura 9.9**:

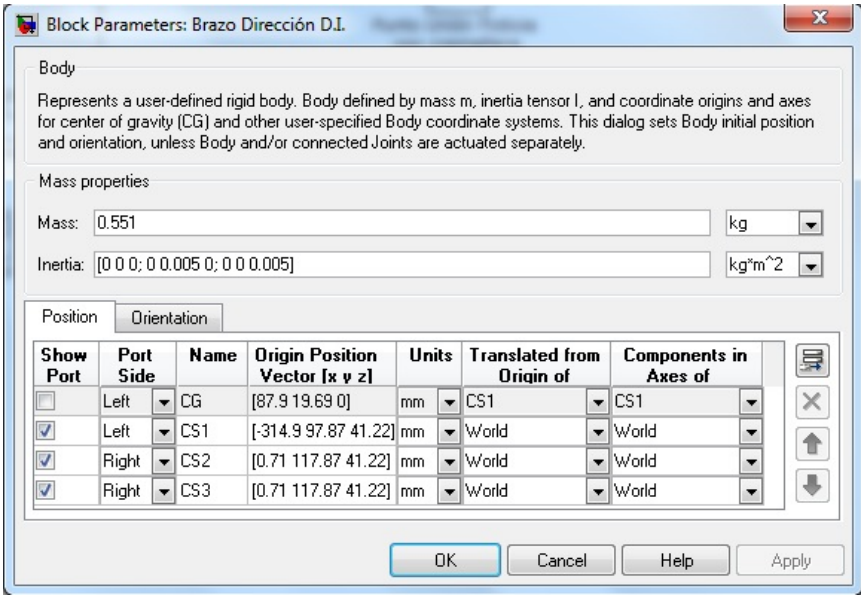


Figura 9.8: Cuadro diálogo Bieleta dirección. Pestaña "Position".

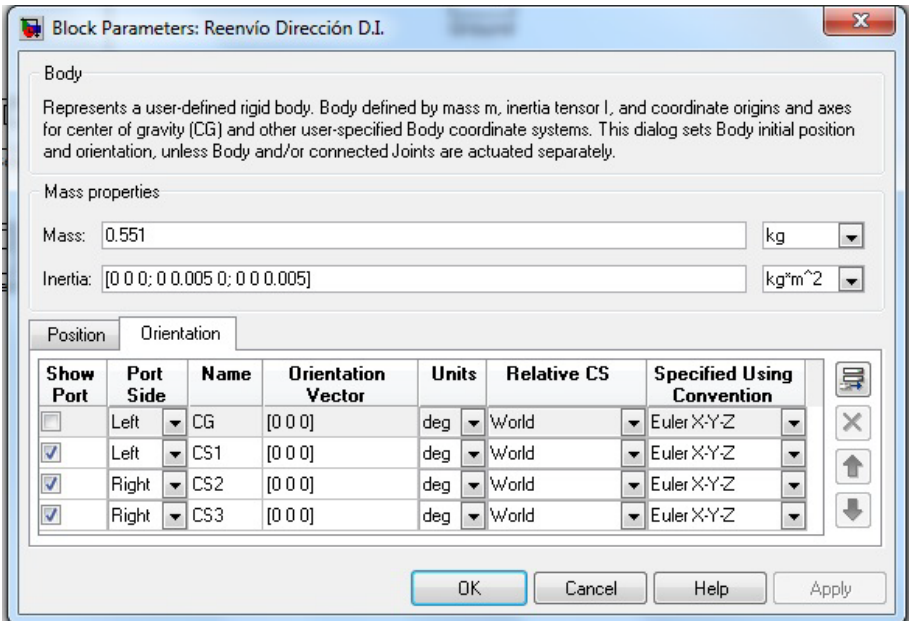


Figura 9.9: Cuadro diálogo Bieleta dirección. Pestaña "Orientation".

9.1.4 CONJUNTO RUEDA

La rueda se une directamente a la mangueta a través de un cojinete que permite el giro de esta. El punto de apoyo de la rueda en su fijación es denominado como CS1 y se establece como S.R. local de la pieza o LPRF. El S.R. CS2 corresponde al punto de apoyo de la rueda con el suelo. En este punto, se aplicará una excitación sinusoidal simulando la orografía de la carretera.

El cuadro de diálogo de este componente se puede apreciar en la **Figura 9.10** y la **Figura 9.11**:

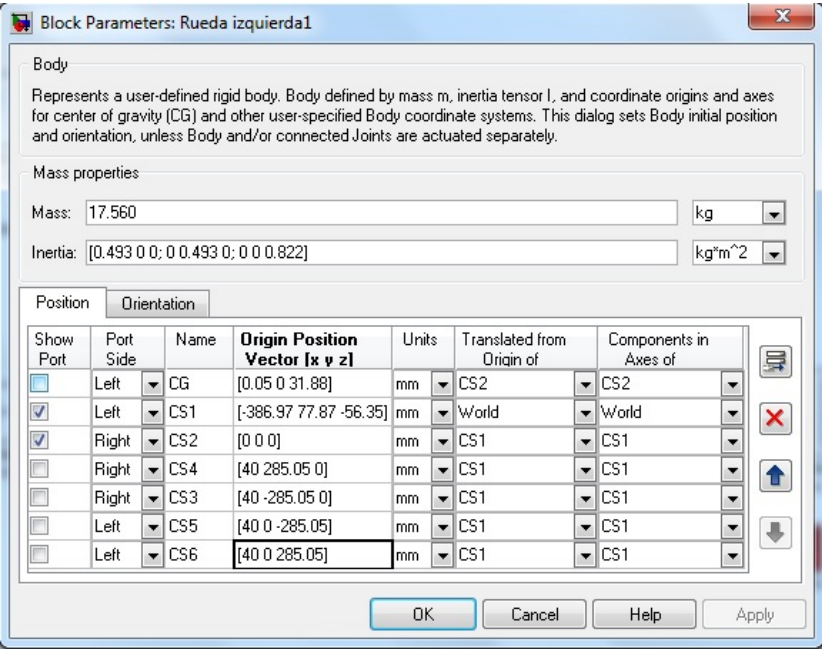


Figura 9.10: Cuadro diálogo Conjunto Rueda. Pestaña "Position".

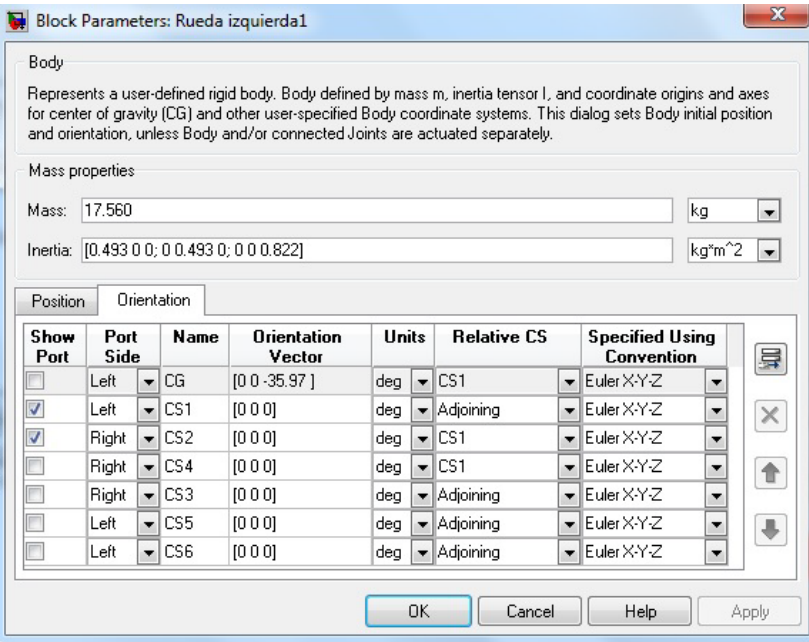


Figura 9.11: Cuadro diálogo Conjunto rueda. Pestaña "Orientation".

9.2 IDENTIFICACIÓN PUNTOS FIJOS.

Para la realización del modelo se han tomado unos puntos fijos en los cuales se “ancla” todo el sistema. En concreto son cuatro puntos fijos en los que el sistema se une al chasis y un punto fijo en el que se une a la carretera.

Los puntos fijos se modelan mediante bloques del tipo “Ground” que si bien son englobados dentro de los “Bodies”, se considera necesario analizar por separado, ya que tipológicamente son diferentes.

A continuación procedemos a analizar todos.

9.2.1 ANCLAJE TRAPÉCIO A CHASIS.

El trapecio se une al chasis en dos puntos, siendo ambos colineales, que hemos diferenciado como “Chasis anclaje trapecio 1” y “Chasis anclaje trapecio 2”

El “Ground” o punto fijo “Chasis anclaje trapecio 1” es el punto que se toma como origen de coordenadas global para todo el sistema, siendo por tanto el cero absoluto. A su vez es el que está unido al “Environment Port” que es el bloque que especifica las condiciones del entorno como gravedad, tolerancias etc.

El resto de puntos fijos se posicionarán con coordenadas relativas al “Chasis anclaje trapecio 1”, ya que solo se pueden posicionar relativos al sistema de referencia global (GRF).

Podemos ver ambos puntos en las figuras siguientes:

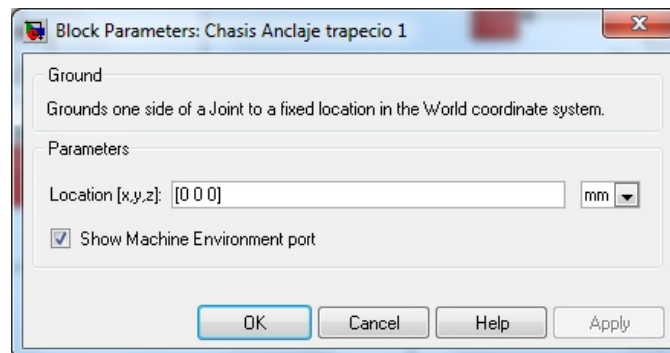


Figura 9.12: Punto Fijo Chasis Anclaje Trapecio 1

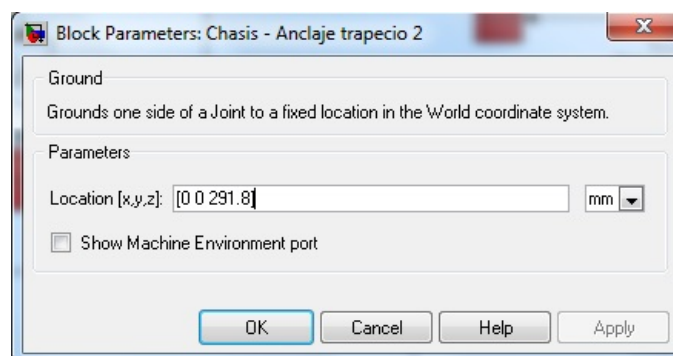


Figura 9.13: Punto Fijo Chasis Anclaje Trapecio 2

CREACIÓN del modelo.

9.2.2 COPELA DELANTERA IZQUIERDA.

Otro de los puntos de unión al chasis del sistema es la copela, donde ancla el conjunto coilover al bastidor del vehículo.

Este punto fijo toma como origen el sistema de referencia global, obteniendo las cotas mostradas en la **Figura 9.14**:

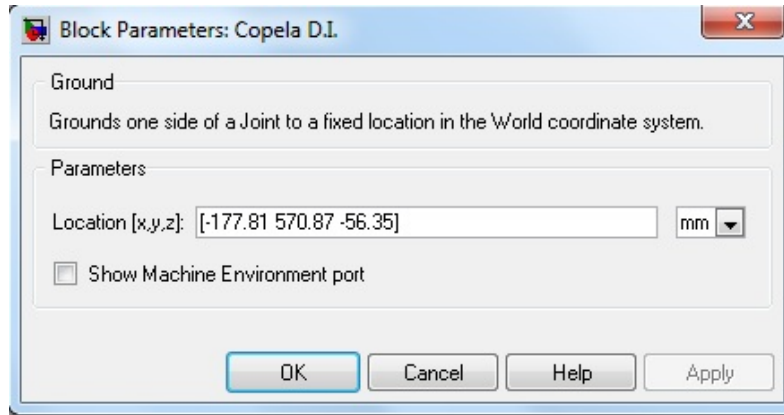


Figura 9.14: Punto Fijo Copela delantera izquierda.

9.2.3 PUNTO UNIÓN DEL BRAZO DE DIRECCIÓN CON CREMALLERA

Al realizar la simulación a un cuarto, se prescinde de la cremallera de dirección en el modelado, que es sustituida por un punto fijo que representa el punto de unión entre el brazo de dirección y la cremallera. Unión que será modelada con las pertinentes conexiones según se analiza en apartados sucesivos.

De esta forma podemos estudiar el movimiento del brazo de dirección en ese punto y ver la influencia sobre el sistema de dirección del sistema de suspensión cuando este trabaja.

En la **Figura 9.15** se puede observar las coordenadas de este punto fijo:

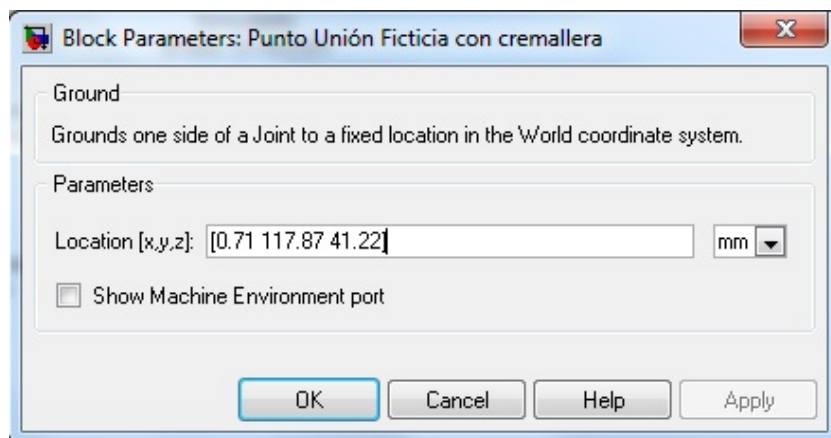


Figura 9.15: Punto Fijo. Unión del brazo de dirección con cremallera.

9.2.4 PUNTO CONTACTO NEUMÁTICO-CALZADA

El último punto fijo es el punto de contacto entre el neumático y la calzada. Dicho punto se supone en la parte media de la banda de rodadura del neumático, quedando definido por las coordenadas detalladas en la **Figura 9.16**:

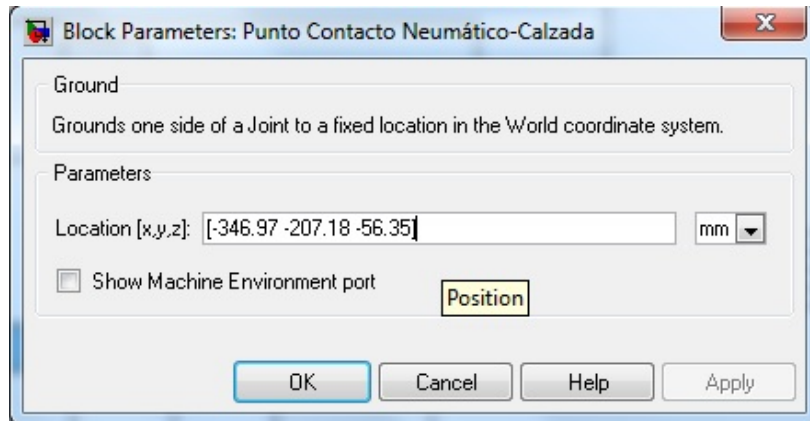


Figura 9.16: Punto Fijo. Punto Contacto neumático-calzada.

9.3 IDENTIFICACIÓN RELACIÓN ENTRE COMPONENTES: TIPOS DE UNIONES.

Después de analizar todos los cuerpos del sistema, se ha de identificar las conexiones existentes entre dichos cuerpos, de modo que se pueda elegir el bloque de Simulink más adecuado para su representación en el modelo.

Como en el apartado previo, por sintetizar, solo se mostrarán los cuadros de diálogo de un lado del sistema, al realizar una simulación a un cuarto o de una sola rueda.

9.3.1 UNIÓN DE LOS TRAPÉCIOS AL CHASIS DEL VEHÍCULO.

Los trapecios tienen un movimiento rotatorio en torno a un eje. Este eje en la realidad se divide en dos cojinetes que solo permiten dicho movimiento. Por ello en Simulink se utiliza una junta de revolución (Revolute Joint). En la **Figura 9.17** podemos ver el bloque adecuado:

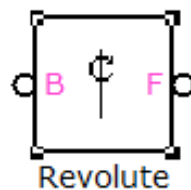


Figura 9.17: Unión trapecio-chasis. Revolute Joint.

Simulink permite elegir el eje en torno al que gira la pieza, del mismo modo que podemos elegir el sistema de referencia al que es relativo este eje, bien al sistema de referencia global (World) o el sistema de referencia local de uno de los dos cuerpos unidos, el precedente (Base) o el posterior (Follower).

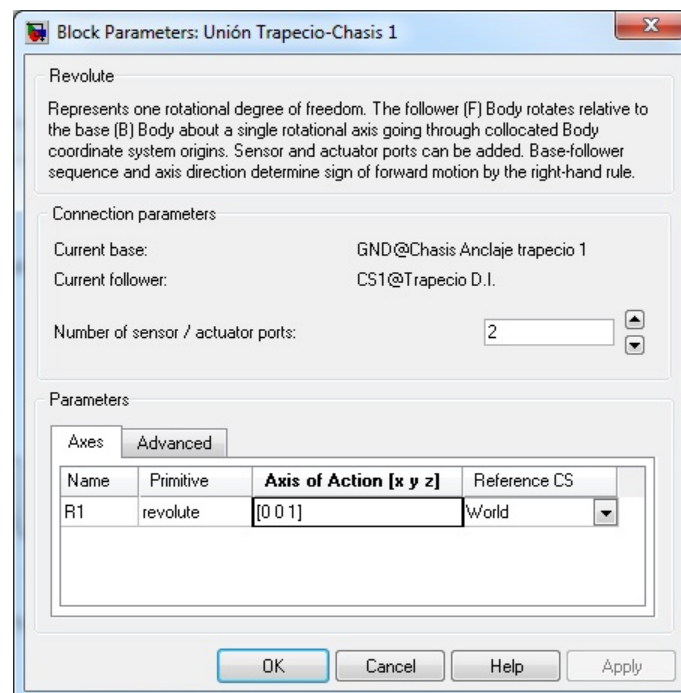


Figura 9.18: Unión trapecio-chasis: Revolute joint. Cuadro diálogo.

CREACIÓN del modelo.

En el cuadro de diálogo que se muestra en la **Figura 9.18** se puede observar como el eje en el que se permite el movimiento es el eje Z relativo al sistema de referencia global.

También, el cuadro de diálogo nos indica el componente precedente (Current base) y el posterior (Current follower). Igualmente el cuadro de diálogo nos da la opción de crear puertos extra para acoplar sensores o actuadores a la junta (Number of sensor/Actuator ports).

Como se ha explicado, el trapecio tiene, pese a girar en torno a un único eje, dos puntos de unión con el chasis (ambos son coaxiales), por tanto se modela una segunda junta de revolución para completar la unión. En la **Figura 9.19** se puede observar como el cuadro de diálogo presenta los mismos datos que el anterior.

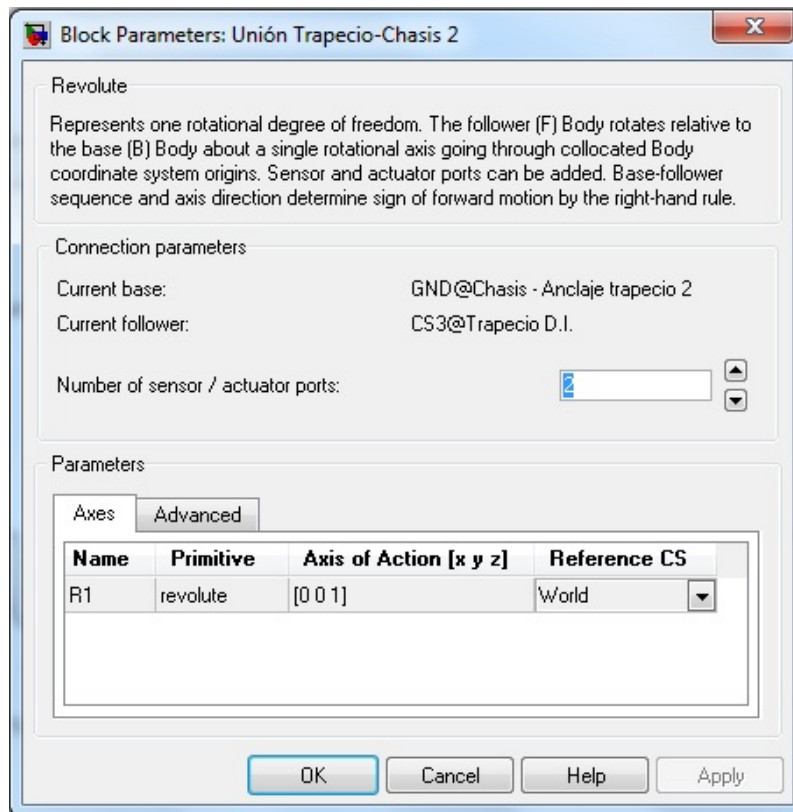


Figura 9.19: Unión trapecio chasis 2: Revolute Joint. Cuadro diálogo

9.3.2 UNIÓN DE TRAPÉCIO CON MANGUETA

La unión del trapecio con la mangueta se realiza con una rótula del tipo Uniball que dispone de 3 grados de libertad.

La rótula uniball permite el giro en torno a los tres ejes, por tanto, no es necesario especificar nada relativo a ellos. En Simulink este tipo de junta se identifica como Spherical Joint, como vemos en la **Figura 9.20**.

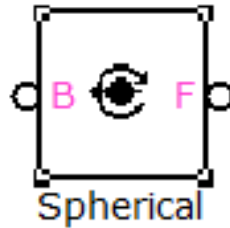


Figura 9.20: Unión trapecio-mangueta. Spherical Joint.

El cuadro de diálogo mostrado en la **Figura 9.21** de esta rótula presenta partes comunes con el caso anterior (componentes precedente y posterior). Como se observa, en este caso no es necesario indicar en torno a que ejes se permite el giro, ya que son todos y se activan por defecto.

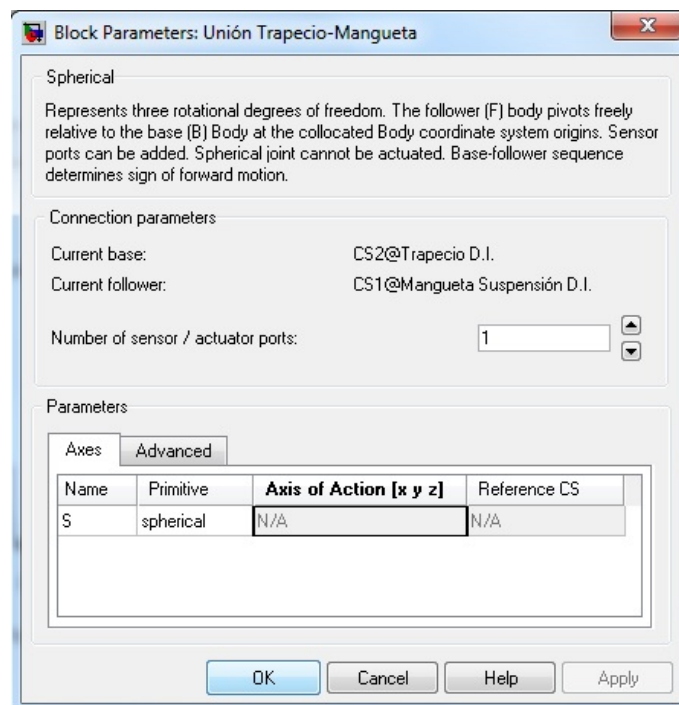


Figura 9.21: Unión trapecio-mangueta. Spherical Joint. Cuadro diálogo.

CREACIÓN del modelo.

9.3.3 UNIÓN MANGUETA-CONJUNTO AMORTIGUADOR-RESORTE

El conjunto amortiguador resorte se une a la mangueta mediante dos tornillos y sus correspondientes tuercas, por tanto, se trataría de una unión rígida o Weld. Sin embargo, en Simulink dicho componente se sustituye por una junta y un elemento fuerza (resorte más amortiguador) actuando sobre dicha junta, para la simulación del componente.

No obstante, el modelado del conjunto amortiguador resorte se verá en otro apartado posterior con más detalle.

9.3.4 UNIÓN DE LA MANGUETA AL BRAZO DE DIRECCIÓN.

En esta unión se presenta un caso idéntico al tratado en el **apartado 9.2.2**, ya que la unión ha de permitir el giro libre en los tres ejes del sistema de referencia.

La unión mediante la rótula uniball se representa mediante una junta esférica, cuyo cuadro de diálogo se muestra en la **Figura 9.22**.

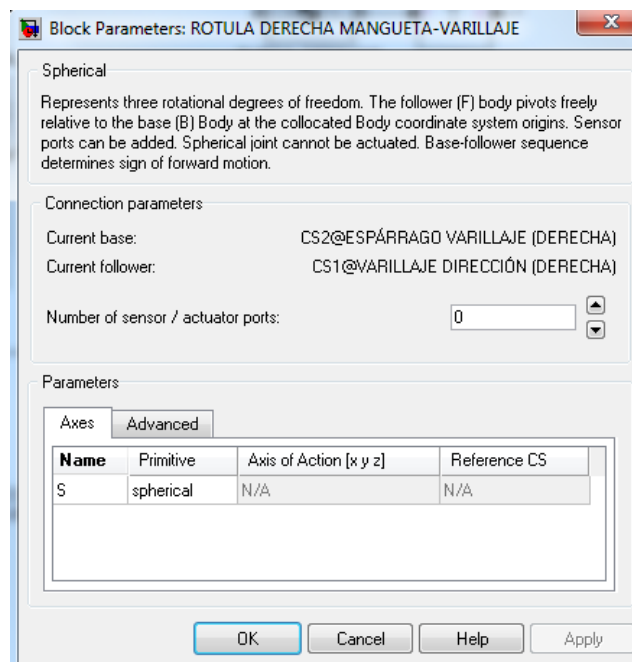


Figura 9.22: Unión mangueta brazo de dirección. Spherical Joint. Cuadro diálogo.

9.3.5 UNIÓN DEL BRAZO DE DIRECCIÓN CON LA CREMALLERA.

Como se comentó anteriormente, la cremallera no será modelada como tal, para simplificar el modelo, sino que su punto de unión con el brazo de dirección estará representado por un punto fijo o tierra.

Por tanto, la unión del brazo de dirección con la cremallera tiene una representación especial.

Por un lado, se ha de representar una rótula uniball, ya que es la unión real existente entre ambos componentes. Pero por otro lado se ha de permitir el movimiento en el sentido del eje X, que sería el sentido de movimiento de la cremallera cuando la dirección actúa, por ello se ha de liberar el movimiento en ese sentido.

A su vez, debido al movimiento global del sistema, aparecen desplazamientos lineales residuales en el eje Y, por lo que no se puede bloquear ese movimiento directamente, sino que es necesario liberarlo y ejercer la coacción mediante un resorte de K muy alta, simulando en funcionamiento de un Silent Block.

Por ello, se utiliza una unión del tipo “Custom Joint” que permite configurar dentro de los 6 grados de libertad disponibles, los necesarios para la simulación. En este caso se han de dar 2 g.d.l. para los giros y dos g.d.l. traslacionales.

En la **Figura 9.23** vemos el tipo de bloque utilizado para representar esta unión.

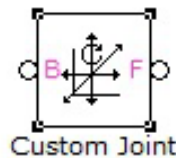


Figura 9.23: Unión Brazo dirección-Cremallera. Custom Joint.

En este caso en el cuadro de diálogo expuesto en la **Figura 9.24** nos permite decidir sobre que eje y relativo a que sistema, queremos permitir los grados de libertad.

Como podemos ver, se liberan 2 giros, y los movimientos en Y (vertical) y X (sentido transversal del vehículo). El movimiento en Y será coaccionado mediante un resorte simulando un Silent block, como veremos por separado en un apartado posterior.

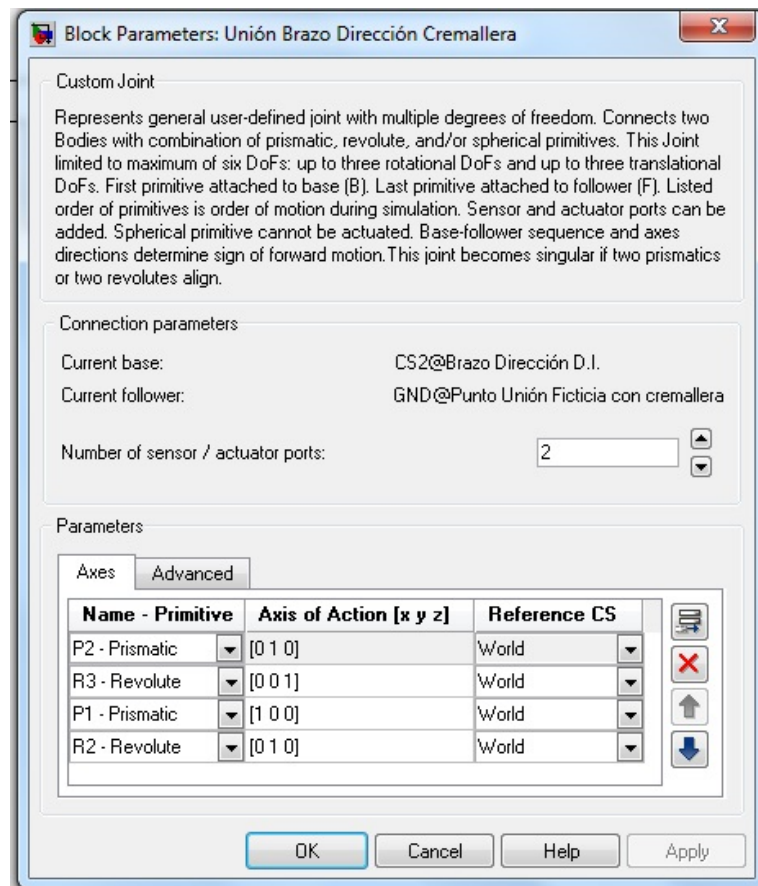


Figura 9.24: Unión Brazo de dirección-cremallera. Custom Joint. Cuadro de diálogo.

9.3.6 UNIÓN MANGUETA-RUEDA

En este caso, la unión real entre la rueda y la mangueta, únicamente permite el giro libre del conjunto llanta neumático. En el modelo se podía haber sustituido por una unión sólida, ya que a la rueda no se la introduce ningún giro para la simulación, pero se ha mantenido la veracidad con el sistema real.

Por ello, la unión se modela mediante un bloque del tipo “Revolute” que permite el giro únicamente en torno a un eje, tal y como se explicó en el **punto 9.2.1**.

En la **Figura 9.25** podemos observar el cuadro de diálogo de esta unión:

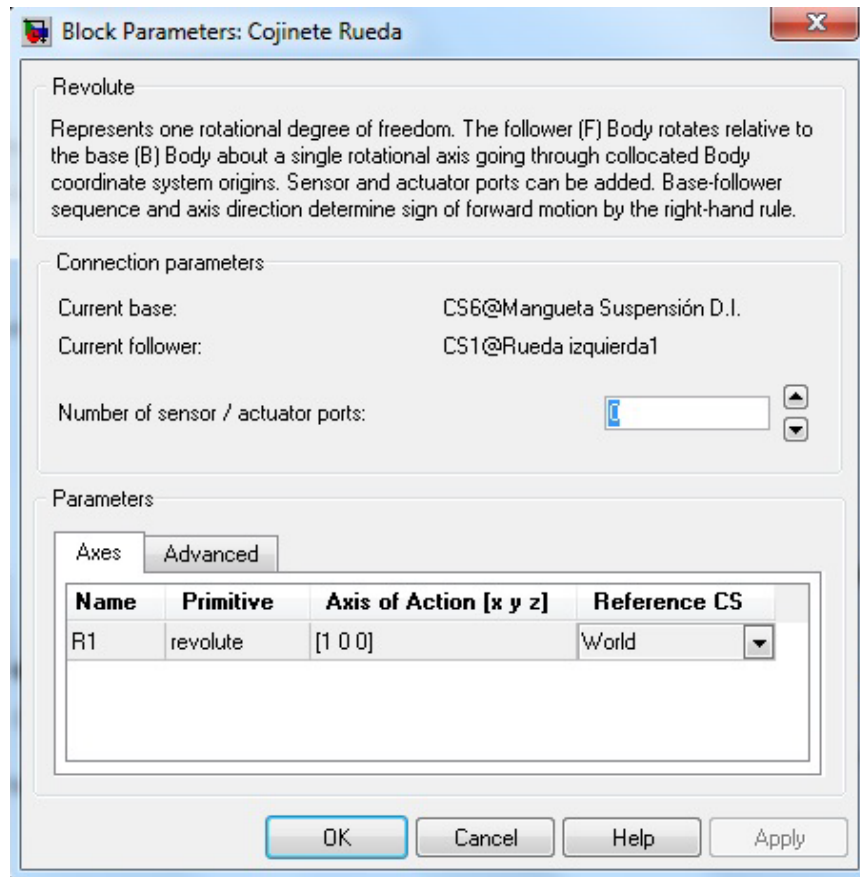


Figura 9.25: Unión Mangueta–Rueda. Revolute Joint. Cuadro de diálogo.

9.3.7 UNIÓN RUEDA PERFIL DE CARRETERA.

Finalmente, el sistema se completa con la unión de la rueda al perfil de la carretera. En un funcionamiento ideal de la suspensión, la rueda debería dibujar exactamente el perfil de la carretera en el eje vertical, por tanto no ha de existir ningún grado de libertad entre rueda y perfil en este eje.

Sin embargo, el movimiento vertical de la rueda unida a todo el sistema, implica que esta se desplace en X y Z (plano horizontal) debido al movimiento de giro del trapecio, compresión del amortiguador etc. Estos movimientos si no se liberan producen incoherencias en las tolerancias dimensionales con las que trabaja Simulink, por eso se vuelve a hacer uso de una junta del tipo “Custom” (como en el apartado 1209.2.5) para modelar esta unión.

El cuadro de diálogo resultante de esta unión se puede apreciar en la **Figura 9.26**:

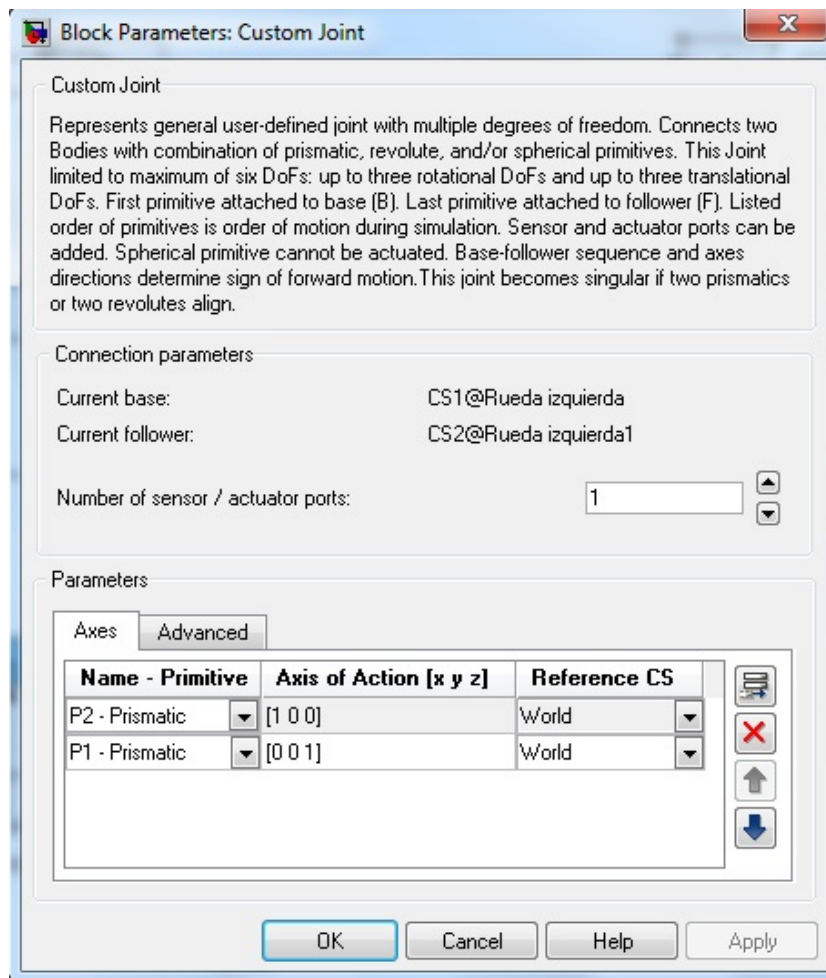


Figura 9.26: Unión Rueda-Perfil de Carretera. Custom Joint. Cuadro de diálogo.

9.4 MODELADO DE ELEMENTOS DE FUERZA

En un sistema de suspensión y dirección hay cuatro elementos de fuerza que intervienen en el funcionamiento de esta. Estos cuatro elementos son la barra estabilizadora, el amortiguador, el resorte principal o muelle y los silent-blocks.

Como elementos de fuerza, pueden ser modelados directamente mediante bloques predefinidos, tal y como se va a detallar a continuación, sin necesidad de incluir el componente mecánico.

9.4.1 BARRA ESTABILIZADORA

Para el modelado de este elemento de fuerza partimos de las propiedades físicas calculadas en el **Apartado 8.1.10**

El efecto final de la barra estabilizadora es evitar el balanceo de la carrocería mediante un par de torsión que es aplicado sobre el trapecio, para contrarrestar el movimiento de este. Por ello, este componente se modela como un elemento elástico de torsión aplicado sobre el eje de giro del trapecio de tal forma que cuando el trapecio sube, dicho resorte genere un par en el sentido contrario.

Este elemento es del tipo Joint & Spring Damper, por lo que trabaja sobre una unión, pero en este caso el amortiguamiento se mantiene a 0, por tanto solo funciona como resorte.

Como su nombre indica, este elemento se conecta a la junta que permite el movimiento sobre el que se quiere que actúe el resorte. En este caso, como vemos en la **Figura 9.27**, el resorte actúa sobre el giro R1 del trapecio con el chasis.

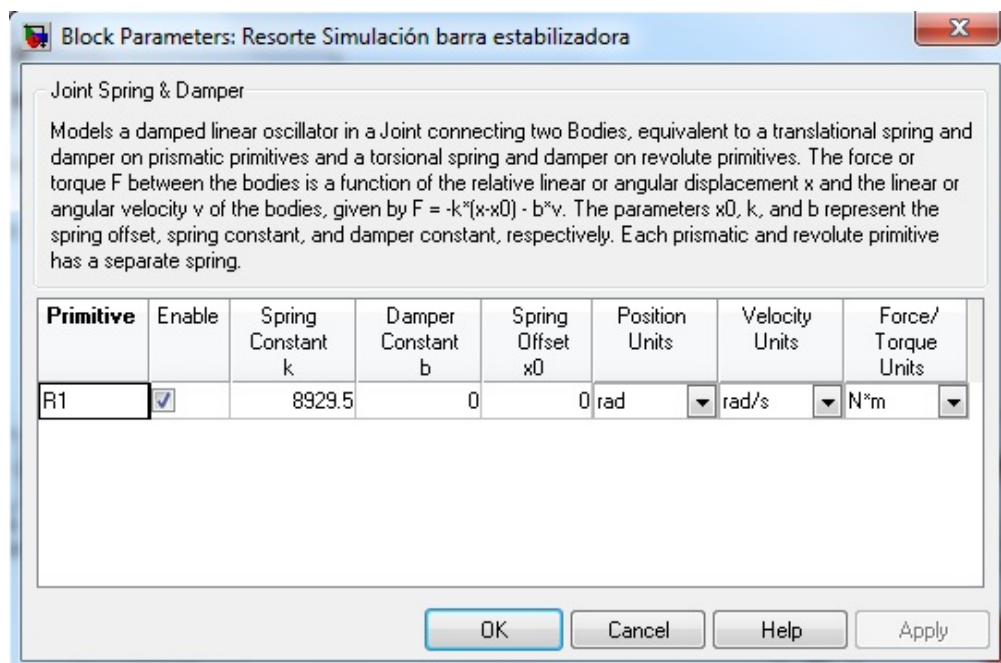


Figura 9.27: Elemento Fuerza. Barra Estabilizadora. Cuadro diálogo.

CREACIÓN del modelo.

En la **Figura 9.28** podemos observar cómo se incluye este elemento en el modelado del sistema en Simulink, siendo conexionado a la rótula mediante un puerto auxiliar:

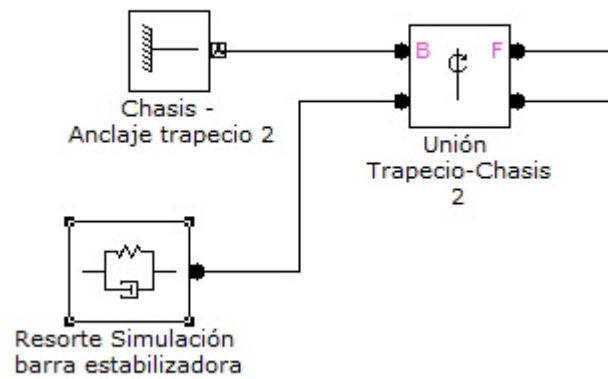


Figura 9.28: Conexionado Elemento Fuerza Barra Estabilizadora.

9.4.2 CONJUNTO RESORTE AMORTIGUADOR.

El modelado de este componente es algo diferente al resto, debido a que se trata de un componente entre cuyos extremos existe movimiento relativo, debido a la compresión y extensión del conjunto.

Por ello se recurre a una unión sobre la que actúa un elemento de fuerza. Con esto se consigue que, la unión defina el movimiento que tendría el coilover o cuerpo resorte-amortiguador, y el elemento fuerza, inserta las condiciones mecánicas del resorte y amortiguador.

Los extremos del Coilover son la mangueta por un lado, y la copela del chasis (punto fijo) por otro, por tanto, son los dos elementos a conectar por la unión. Por tanto nos interesa liberar el movimiento de traslación en sentido longitudinal del coilover. Para ello, el sistema de referencia CS3 de la mangueta ya tiene el giro correspondiente al Kingpin Angle o Ángulo de salida.

De igual modo, el Coilover pivota sobre una rótula en la copela, por tanto hay que liberar un giro en el eje longitudinal del vehículo (Z) que permita ese movimiento.

Para evitar incoherencias dimensionales con las tolerancias, se debe liberar el movimiento en el eje transversal del Coilover (X) e incluir un elemento fuerza con una constante K muy alta para limitar ese movimiento. En la **Figura 9.29** podemos ver un esquema con los ejes locales del Coilover:

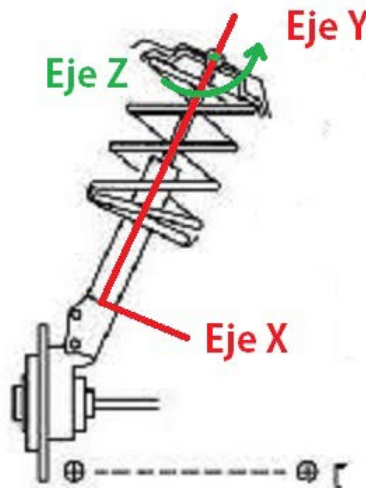


Figura 9.29: Esquema Ejes Locales Coilover (5).

CREACIÓN del modelo.

La arquitectura del modelado de este componente, queda según se muestra en la **Figura 9.30** :

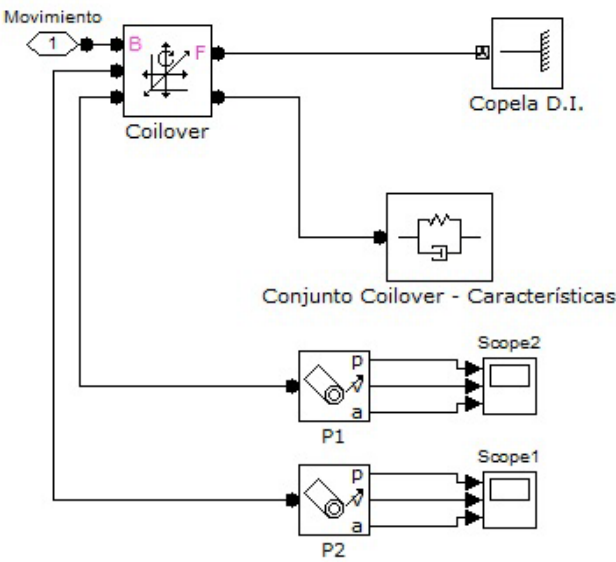


Figura 9.30: Conexionado Elemento Fuerza Conjunto Resorte-Amortiguador.

Los G.D.L del Coilover se habilitan a través de la unión del mismo nombre, cuyo cuadro diálogo aparece en la **Figura 9.31**, donde se observa que los movimientos de traslación están referidos al sistema de referencia local de la unión con la mangueta (CS3 y CS4 de la mangueta), que tiene el ángulo de salida ya implementado, como se vio en la **Figura 9.7**.



Figura 9.31: Junta Modelado Conjunto Resorte Amortiguador (Coilover)

CREACIÓN del modelo.

Y por último, de acuerdo a los datos obtenidos del fabricante con las características del resorte y el amortiguador, ya detallados en el Apartado 8.1.9, se completa el cuadro de diálogo del elemento fuerza, para la unión primitiva P1 (eje de acción del muelle y amortiguador) tal y como se muestra en la **Figura 9.32**.

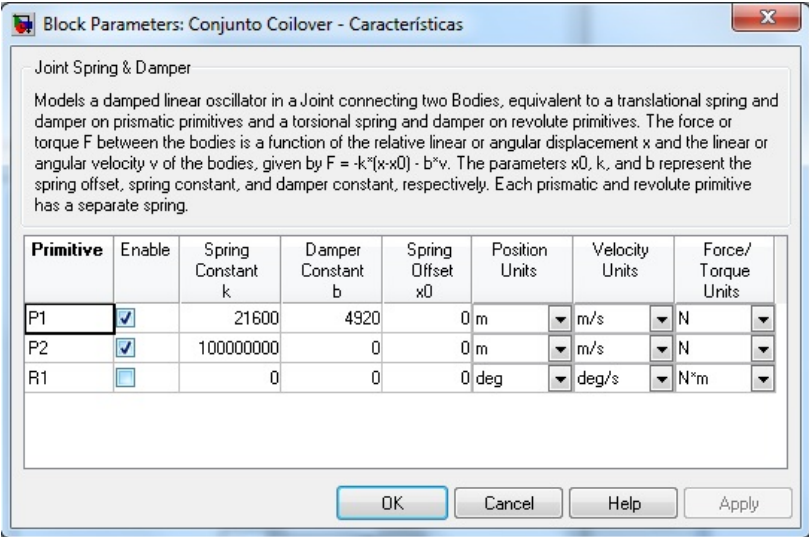


Figura 9.32: Joint Spring&Damper. Elemento de Fuerza Conjunto Resorte Amortiguador.

Como vemos, para la unión primitiva P2 (movimiento de traslación en el eje X del S.R. Local), se aplica una constante K muy alta para modelar un Silent-Block, del mismo modo que se realizó para el brazo de dirección. Con ello conseguimos que el movimiento en X quede limitado a valores residuales del entorno de centésimas de milímetro, según se muestra en la **Figura 9.28**.

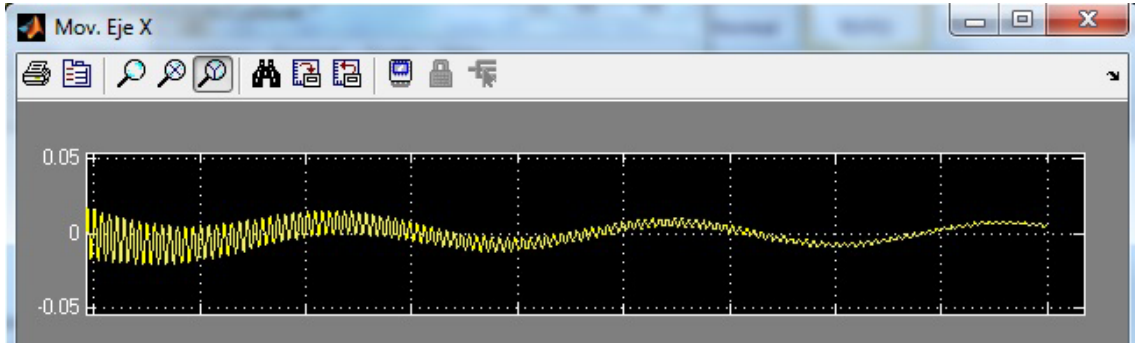


Figura 9.33: Desplazamiento residual en Silent-Block Coilover.

9.4.3 SILENT BLOCK BRAZO DIRECCIÓN

Los silent-blocks es un componente habitual en cualquier sistema de suspensión de un vehículo. Aíslan las vibraciones y absorben movimientos indeseados de los componentes. No obstante, en el modelo solo se incluyen silent-blocks en uniones que han resultado conflictivas y daban incoherencias dimensionales por haber desplazamientos residuales que se salían de las tolerancias.

En las simulaciones iniciales, el punto de unión entre el brazo de dirección y la cremallera ficticia (punto fijo) era conflictivo, ya que Simulink reportaba un error en dicha unión por una incoherencia dimensional debido a que aparecía un movimiento en un sentido coaccionado y fuera de las tolerancias establecidas.

Si dicho movimiento se liberaba, el error desaparecía, pero el brazo de dirección se movía libremente pivotando sobre su unión con la mangueta, lo cual no se correspondería con su funcionamiento real.

Por ello, se libera el movimiento en el eje vertical (causante del problema) pero se le aplica un resorte a la unión para mantener el brazo en posición y permitir ese ligero movimiento residual.

Con esto, creamos un “Silent-Block” que absorbe y limita ese movimiento. Para calcular el valor de la rigidez se va probando con diferentes rigideces hasta que se obtiene un resultado aceptable en la simulación.

En la **Figura 9.34** se observa la aplicación del resorte a la unión, así como un sensor para ver el desplazamiento residual en ese punto y otro para ver el desplazamiento horizontal en la cremallera:

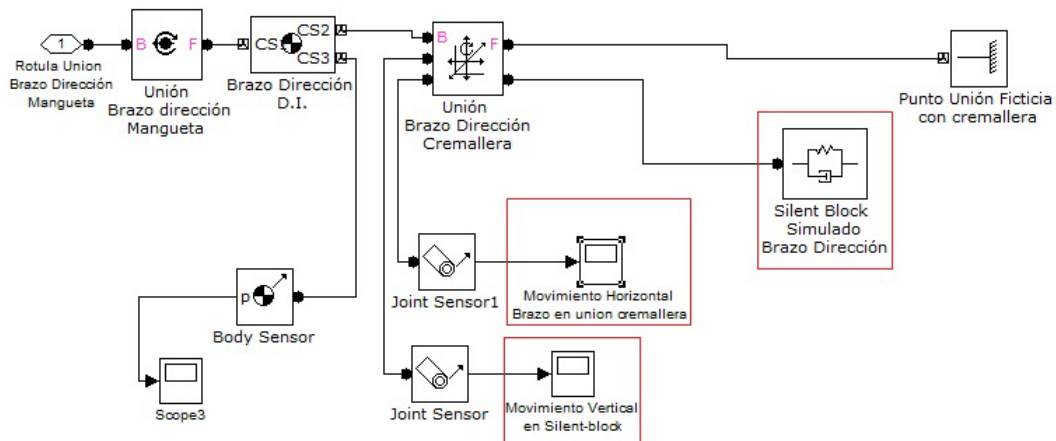


Figura 9.34: Silent-block Brazo de dirección. Conexionado.

CREACIÓN del modelo.

El valor definitivo que se ha fijado para la rigidez del silent-block se puede ver en el cuadro diálogo de la **Figura 9.35**, correspondiente a este elemento. Como se puede observar, solo se habilita la rigidez para la unión primitiva (P2) que corresponde al g.d.l. del eje vertical:

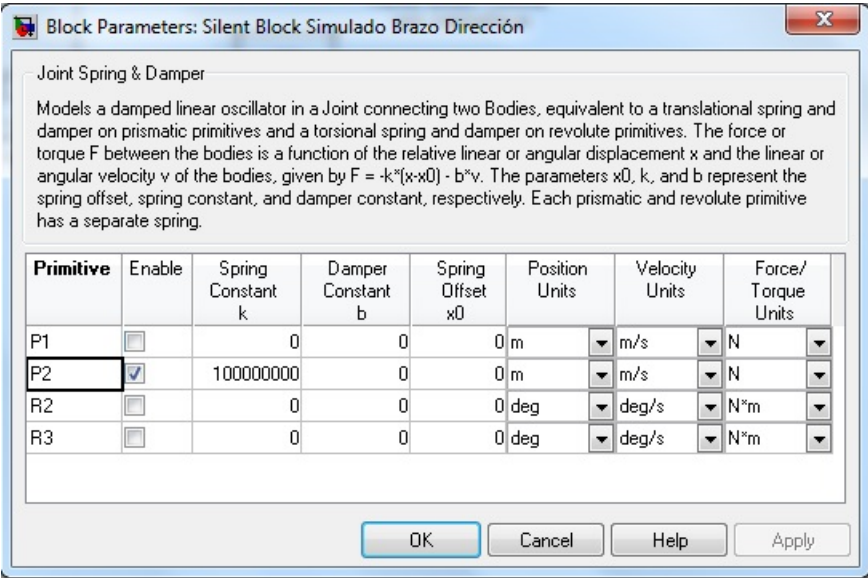


Figura 9.35: Silent-Block Brazo dirección. Cuadro diálogo.

Con este valor de rigidez para el resorte, se consigue un desplazamiento residual en el silent-block de ± 0.025 mm para una excitación sinusoidal de 20mm de amplitud, tal y como se observa en la **Figura 9.36**

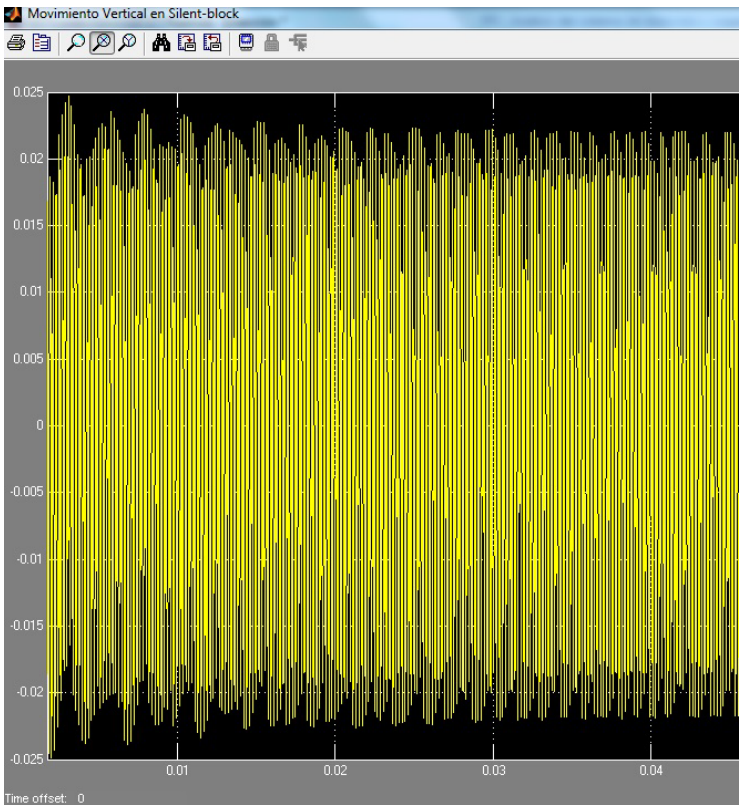


Figura 9.36: Desplazamiento residual en Silent-Block Brazo Dirección.

CREACIÓN del modelo.

En las **Figura 9.37 y Figura 9.38** podemos ver cómo influye la constante de rigidez en el movimiento horizontal del brazo de dirección, para una $K=10^5$ N (**Figura 9.37**) se observa que el movimiento tiene una vibración que provoca una histéresis en la onda, mientras que para la $K=10^8$ N elegida, la onda es lineal y uniforme (**Figura 9.38**)

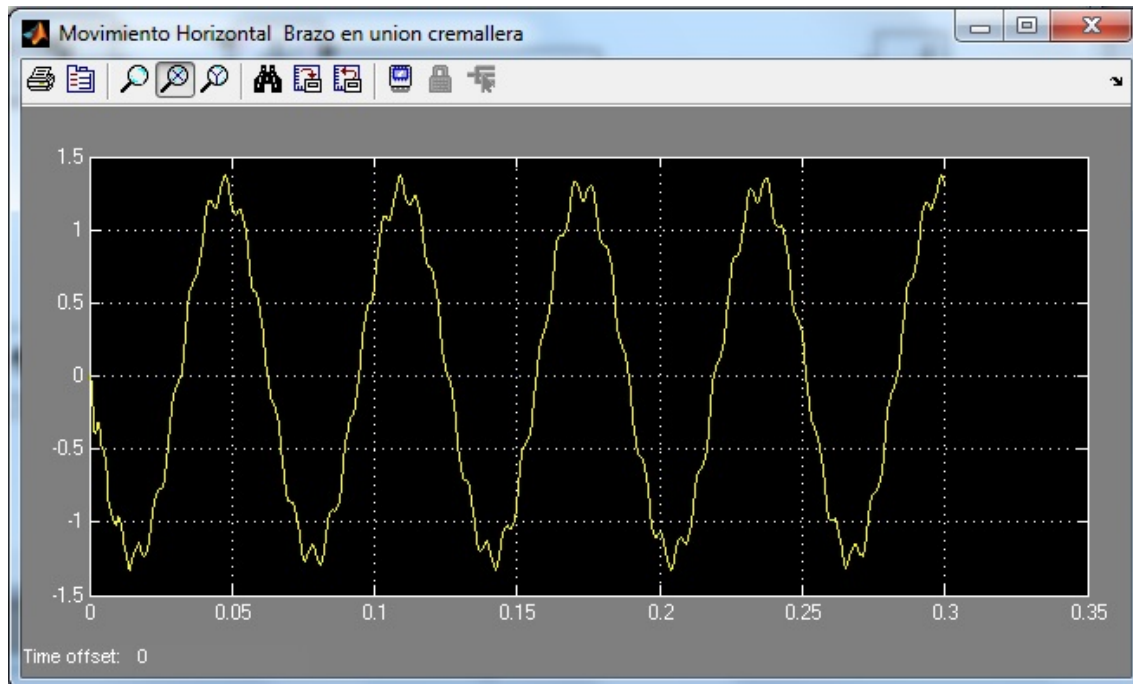


Figura 9.37: Movimiento Horizontal Unión Brazo Dirección-Cremallera para un S-B de $K=10^5$ N

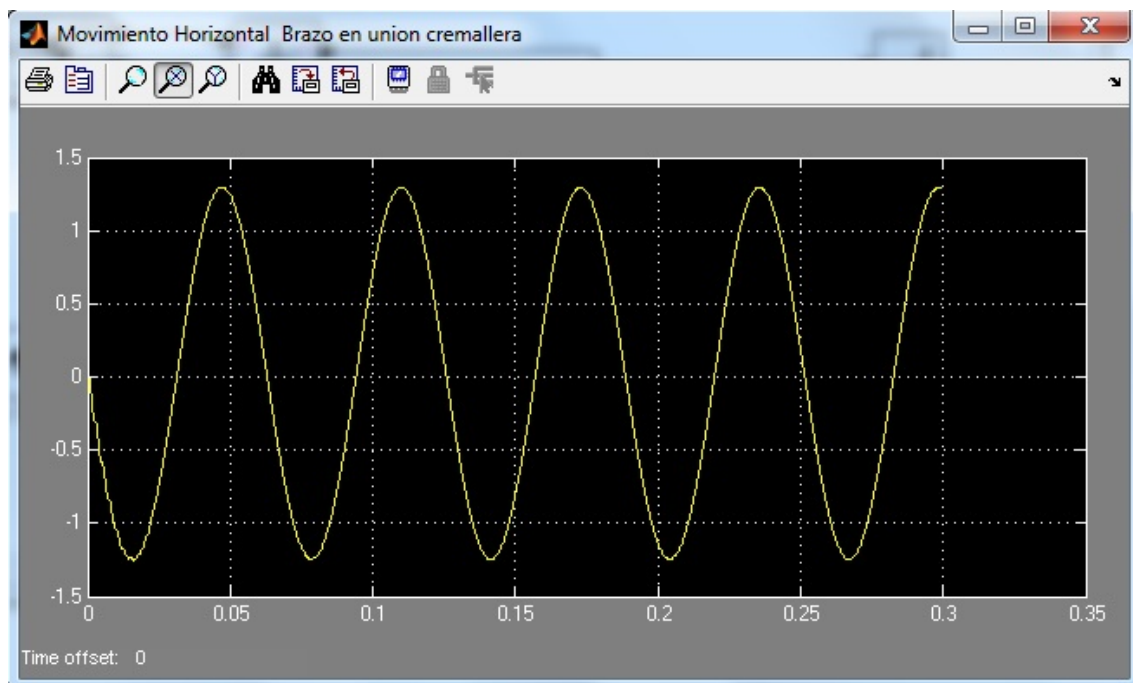


Figura 9.38: Movimiento Horizontal Unión Brazo Dirección-Cremallera para un S-B de $K=10^8$ N

De esta forma se demuestra cómo influye la liberación del movimiento en el eje Y, en el movimiento en el eje X para ese punto, y como, mediante un silent-block conseguimos que el movimiento no sea interferido.

9.4.4 PERFIL DE CARRETERA. EXCITACIÓN DEL MODELO

Todo modelo necesita una excitación para realizar la simulación para la que se ha diseñado. En este modelo la excitación es la equivalente al perfil de carretera por el que circula el vehículo, ya que es la orografía de esta la que provoca movimientos en la suspensión y dirección del vehículo, que son los que queremos observar.

En la excitación entran en juego dos parámetros diferentes. Por un lado la orografía de la carretera, que transmite un movimiento al sistema, y por otro lado la elasticidad del neumático, que se tienen en cuenta para el modelo.

9.4.4.1 Orografía de la carretera.

Para la orografía de la carretera se ha utilizado un selector múltiple de Simulink, mediante el cual podemos tener definidos los perfiles que deseemos y seleccionarlos de manera rápida y sencilla.

Para este caso se ha modelado un selector para cuatro perfiles, tal y como se muestra en la **Figura 9.39**:

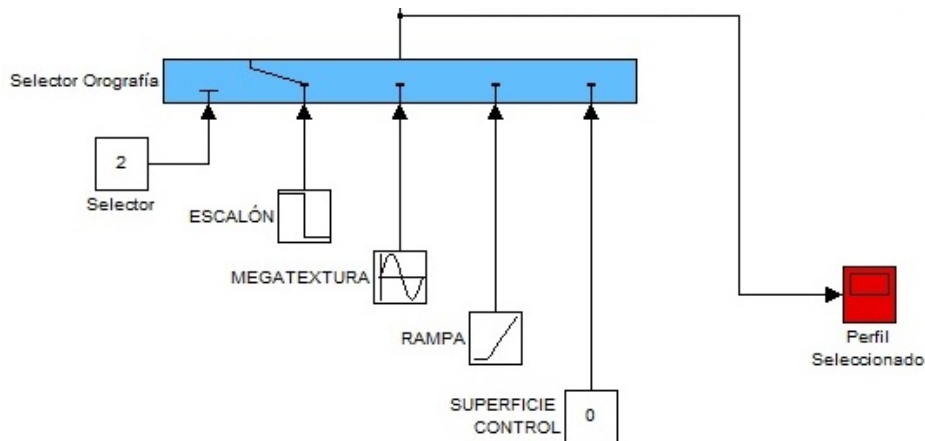


Figura 9.39: Perfil Carretera. Selector de Orografía.

Como se puede observar, el modelo se puede excitar con una señal de tipo escalonada, que simula un escalón en la carretera, con una onda sinusoidal, que en este caso representa la “Megatextura” que toda carretera tiene en su acabado superficial, una rampa y una señal nula. Las dos primeras se utilizan para simulación del modelo, implementando dos de los perfiles más encontrados en las carreteras. La rampa y señal nula son perfiles de verificación del modelo.

Conjuntamente, se ha instalado una pantalla que monitoriza el perfil de salida del selector, para comprobar la correcta selección y valores de este.

Escalón:

El escalón simulado se trata de un escalón de 40mm de altura al cual se sube desde la posición de reposo y se vuelve a descender a esta. El tiempo que permanece en el escalón es de 0,15 segundos, suficiente para que la suspensión estabilice antes de descender.

En la **Figura 9.40** se puede ver el perfil generado por esta señal.

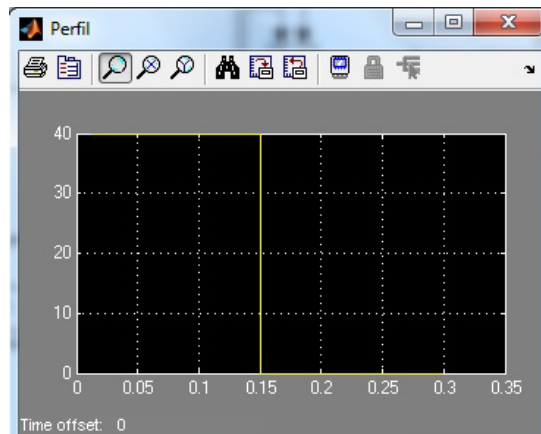


Figura 9.40: Perfil orografía carretera. Escalón

Megatextura:

La Megatextura de una carretera es la irregularidad más sensible a la suspensión. En parámetros de diseño de una carretera, la Megatextura es un parámetro indeseable, pero que aparece con el paso del tiempo y el desgaste del firme.

La Megatextura es una deformación del tipo sinusoidal que puede tener entre 50-500mm de longitud de onda y de 10 a 50mm de deformación vertical.

Para el cálculo de la frecuencia de esta onda suponemos que el vehículo circula a 90km/h, y la longitud de onda de la irregularidad es de 250mm, por tanto:

$$\lambda = \frac{v}{f} \rightarrow f = \frac{v}{\lambda} = \frac{25 \left[\frac{m}{s} \right]}{0,25 [m]} = 100 \left[\frac{1}{s} \right] \quad \text{Ecuación 9.1}$$

El perfil resultante para una amplitud de 40mm se muestra en la **Figura 9.41**:

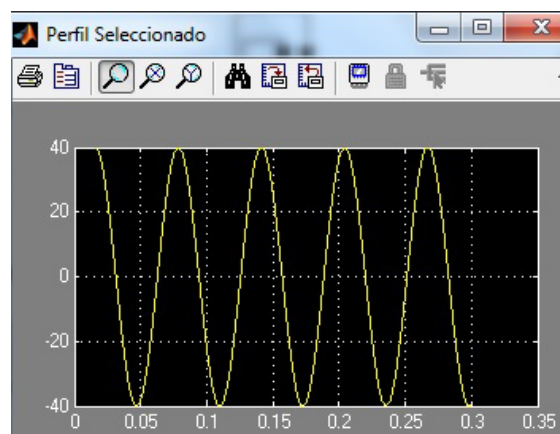


Figura 9.41: Perfil orografía carretera. Megatextura.

CREACIÓN del modelo.

Rampa:

Este perfil es una rampa de pendiente 0.25 implementada mediante una señal de Simulink para verificación del sistema.

Superficie de control:

Señal de valor nulo para control del modelo.

9.4.4.2 Elasticidad del neumático.

El sistema de suspensión del vehículo está directamente influido por la elasticidad del neumático, ya que este absorbe parte de las irregularidades que se presentan. Por ello se ha modelado la elasticidad del neumático en el sistema.

Para ello, se ha incluido una unión del tipo “Custom” entre el punto de contacto con el suelo y un brazo ficticio de la Rueda, de masa unidad, que simplemente se modela para independizar movimientos entre el perfil de carretera y el resto del sistema.

Esta unión se personaliza con dos uniones primitivas, una traslacional en el eje Y (vertical) y una rotacional en el eje X (que permitiría pivotar al neumático sobre el punto de contacto al entrar en funcionamiento la suspensión y variar el ángulo de caída).

Sobre la unión traslacional, se instala un sensor que mide el desplazamiento vertical entre el punto de contacto con el firme y el extremo del la rueda ficticia. A este desplazamiento se le suma (o resta) mediante el pertinente bloque operacional el desplazamiento del perfil orográfico diseñado para posteriormente, multiplicar el desplazamiento resultante por la constante elástica establecida para el neumático.

De este modo se obtiene una fuerza elástica dependiente del desplazamiento que se introduce en la misma unión prismática o traslacional.

El brazo ficticio de la rueda se modela para poder liberar los movimientos en el plano XZ de la rueda respecto al resto del sistema, y de esa forma poder implementar la elasticidad del neumático solo sobre el eje Y (vertical).

En la **Figura 9.42** podemos ver todo el conexionado del perfil de carretera y excitación del modelo, junto al bucle que implementa la elasticidad del neumático.

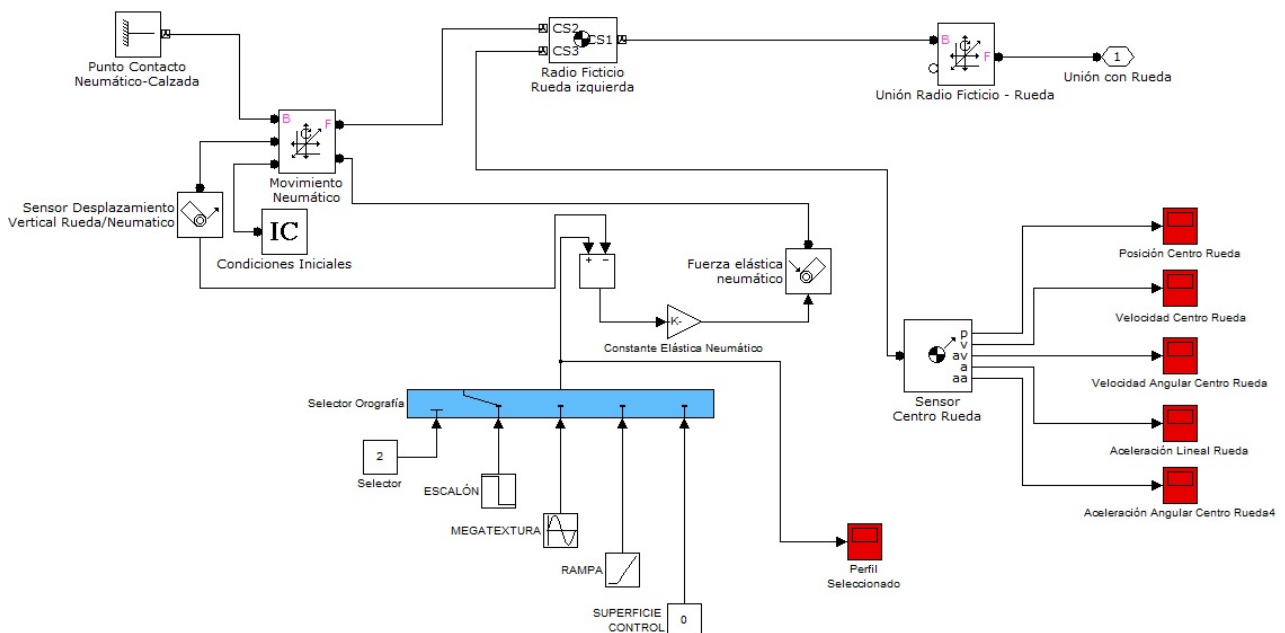


Figura 9.42: Perfil de Carretera, excitación modelo. Elasticidad neumático

CREACIÓN del modelo.

9.5 MODELO DEFINITIVO

Como resultado de todo el análisis anterior tenemos el modelo de simulación definitivo en Simulink, con todos los componentes y uniones diferenciadas.

El posicionamiento de los sensores y pantallas para extracción de gráficas depende de los datos que se desean analizar.

Como se puede observar, para una mejor organización del modelo, se han creado subsistemas para englobar partes más complejas, con el objetivo de crear una visualización más limpia y rápida.

En definitiva, el modelo de simulación queda diseñado como se aprecia en la **Figura 9.43**:

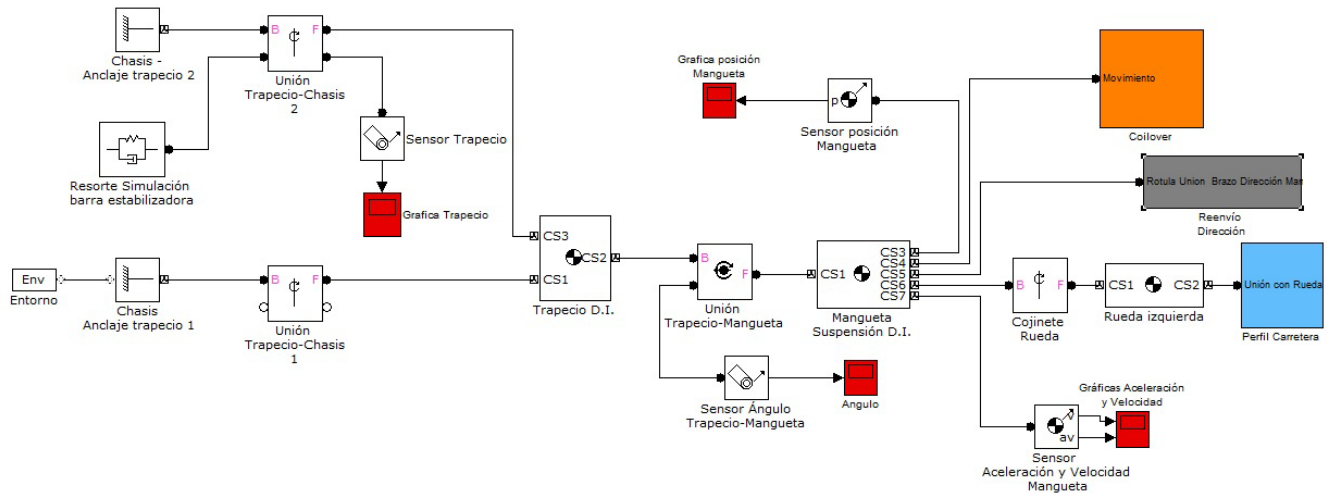


Figura 9.43: Modelo de Simulación completo.

En las siguientes figuras se puede ver el diseño de cada uno de los tres subsistemas incluidos.

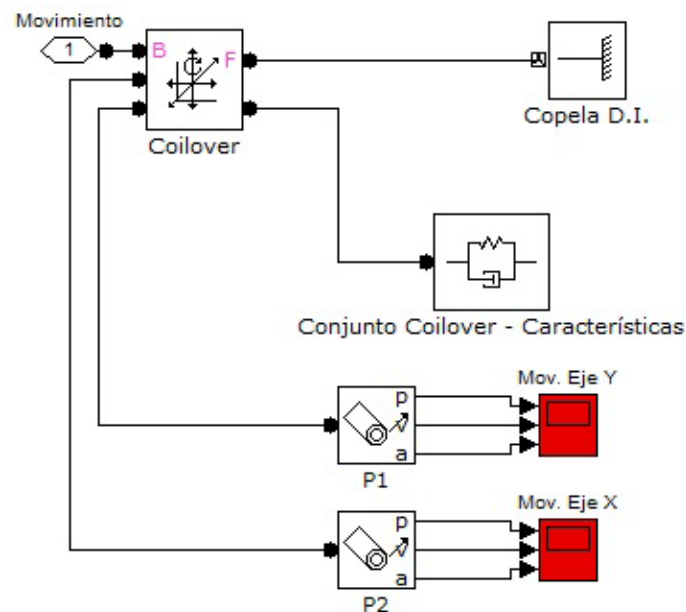


Figura 9.44: Modelo de Simulación. Subsistema Coilover

CREACIÓN del modelo.

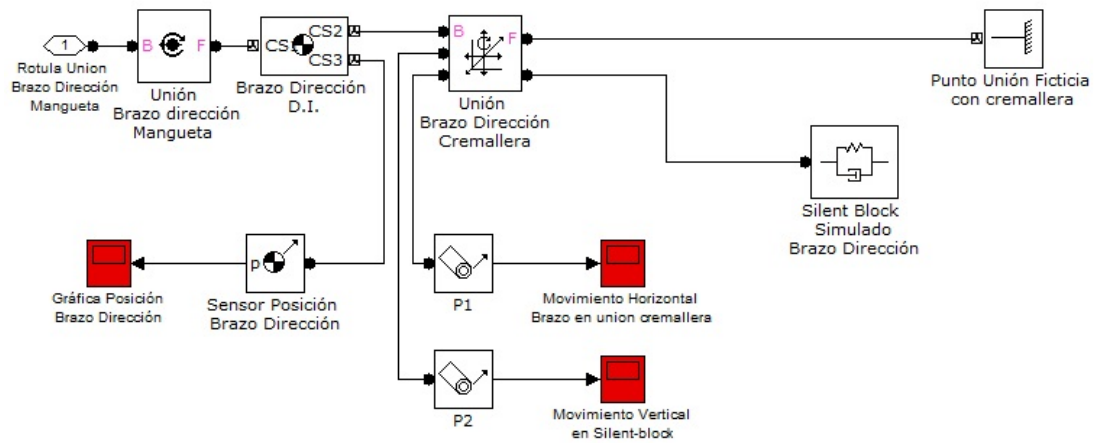


Figura 9.45: Modelo de Simulación. Subsistema Brazo de Dirección.

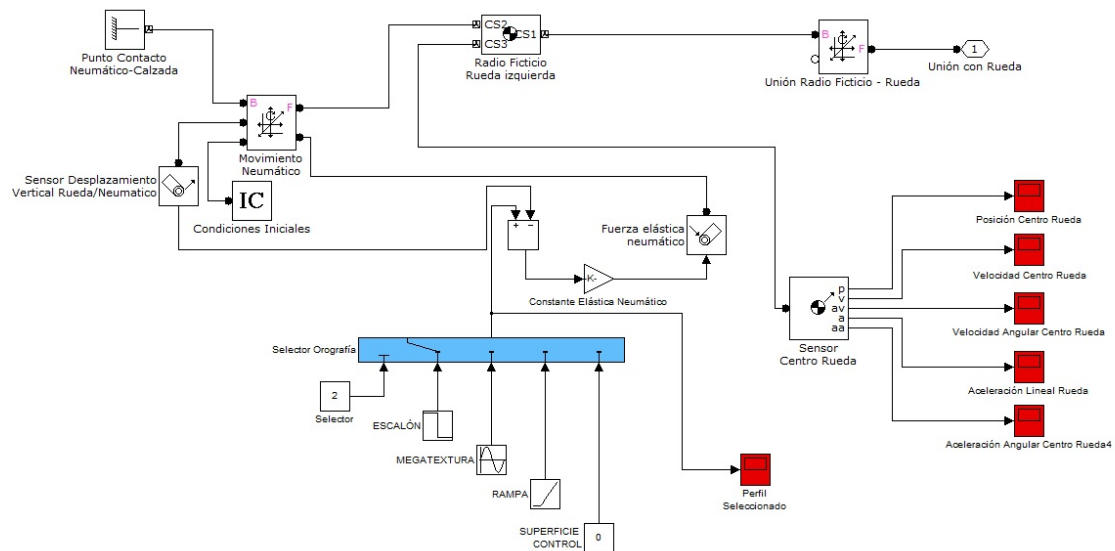


Figura 9.46: Modelo de Simulación. Subsistema Perfil de Carretera.

Los subsistemas de la **Figura 9.44**, la **Figura 9.45** y la **Figura 9.46** completan el modelo de simulación del sistema de suspensión y dirección de un Nissan 100NX de 1992.

En el capítulo posterior, se analizará el funcionamiento para varias configuraciones del sistema, según las regulaciones que permite el vehículo.

Capítulo 10

10. SIMULACIÓN, ANÁLISIS Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS (13)

El objetivo de todo el trabajo realizado hasta este punto es la simulación del funcionamiento de la suspensión y observar las influencias sobre el sistema de dirección del vehículo, así como las variaciones según los reglajes efectuados.

Para ello, se han efectuado simulaciones para diferentes ángulos de caída dentro de los valores especificados por el fabricante como idóneos que van desde 1° de caída positiva a $0,5^\circ$ de caída negativa. Del mismo modo para la convergencia cuyo rango va de 0° a $0,36^\circ$ de convergencia.

Para aplicar a el modelo estándar realizado (0° de caída y 0° de convergencia) los nuevos reglajes, se ha modelado de forma esquemática el sistema de suspensión en Autocad, (tal y como se muestra en la **Figura 10.1**) para posteriormente aplicar los giros correspondientes y mediante el comando "ID" se han ido obteniendo las nuevas posiciones de los diferentes puntos singulares en función del reglaje efectuado.

Posteriormente, dichas coordenadas y ángulos modificados se han introducido en el modelo existente para simular con esas características

SIMULACIÓN análisis y obtención de resultados.

De esta forma, teniendo el modelo de Simulink diseñado y un archivo base en CAD con la configuración esquematizada, es relativamente sencillo modificar los parámetros y realizar una nueva simulación.

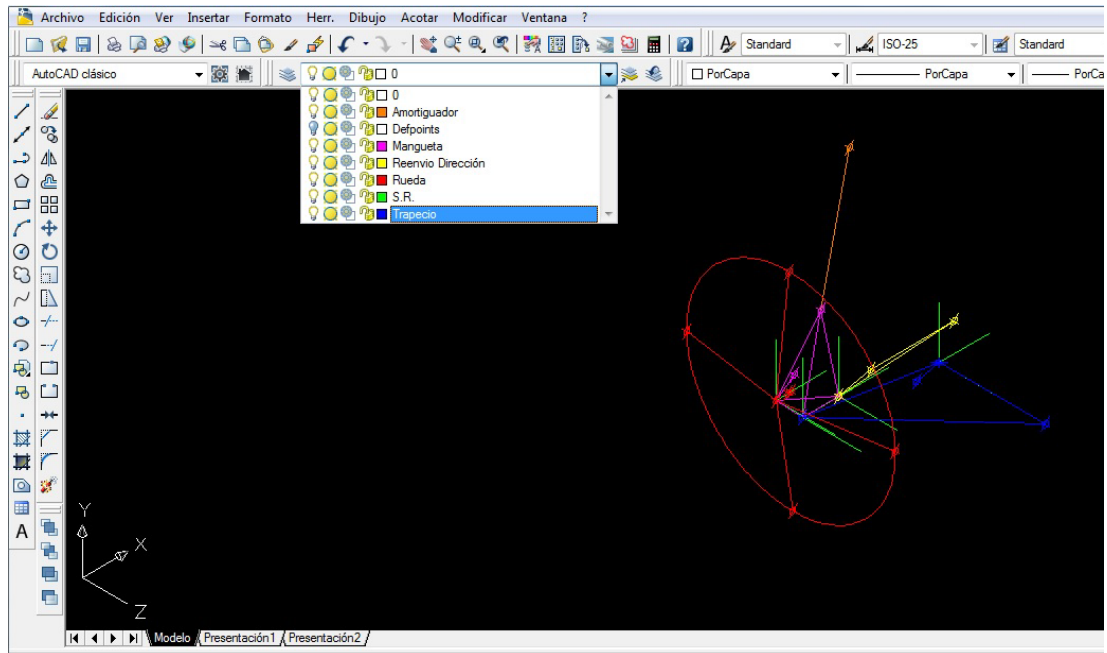


Figura 10.1: Diseño esquemático en CAD Sistema de Suspensión. Configuración para caída 1°.

De esta forma se preparan las diferentes configuraciones a analizar que serán para convergencia 0° caídas de 1°, 0°, y 0.5° y para caída de 0° convergencias de 0° y 0.36°.

No obstante, el primer paso de la simulación es verificar que el modelo tiene un funcionamiento lógico y que el sistema de amortiguación funciona.

10.1 COMPROBACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DEL SISTEMA.

(13)

Para la comprobación del amortiguamiento del sistema se hace uso del perfil llamado Escalón, detallado en el **punto 9.4.4.1.** y la **Figura 9.40.** De esta forma se observa el funcionamiento del sistema ante un impacto con un escalón de 40mm y la posterior bajada de este.

Durante la simulación, Simulink abre una ventana donde se ve el sistema en movimiento, de forma esquematizada. Resulta de gran utilidad para ver que la configuración es correcta y el funcionamiento lógico, dado que durante todo el proceso de creación no hay una imagen física que pueda ayudar a verificar que la introducción de datos es correcta.

En la vista de la simulación se observan los cuerpos o Bodies así como los sistemas de referencia de los puntos singulares. Lo que no aparece son los elementos de fuerza (como el coilover) ni los puntos fijos.

En la **Figura 10.2** podemos observar el sistema de suspensión y sus componentes principales como el trapecio (1), mangueta (2), brazo o bieleta de dirección (3) y el conjunto rueda (4).

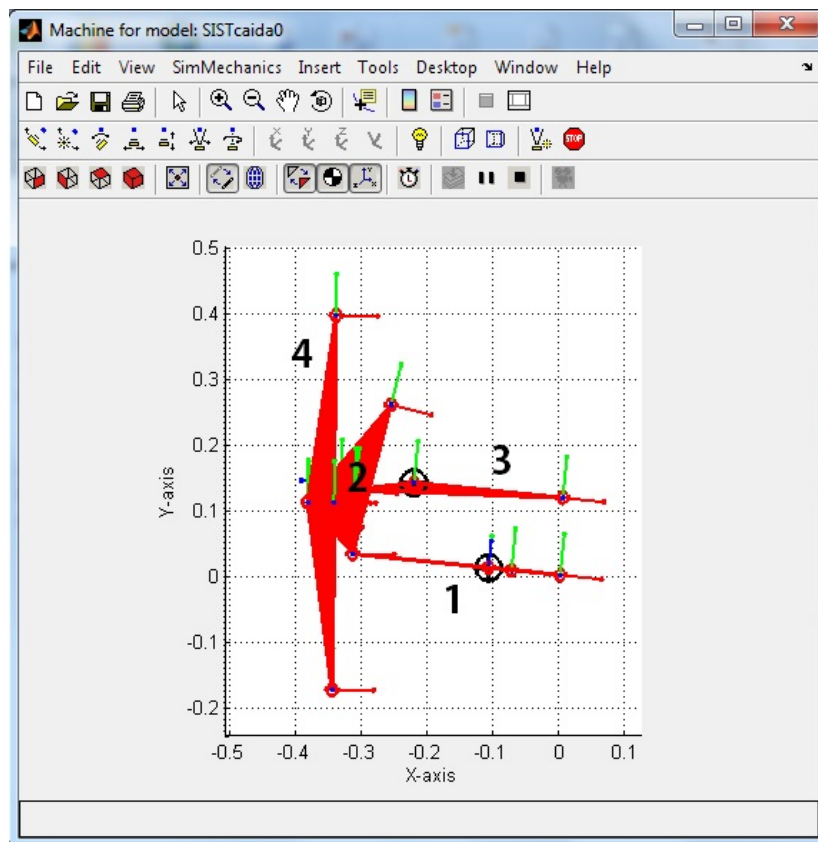


Figura 10.2: Captura ventana durante el proceso de Simulación.

SIMULACIÓN análisis y obtención de resultados.

Para comprobar el amortiguamiento del sistema se ha realizado la simulación para los dos coeficientes de amortiguamiento que se detallan en el **punto 8.1.9**, para el modelo de 0° de caída y 0° de convergencia, obteniendo la siguientes gráficas del movimiento del punto central del conjunto rueda.

Para el coeficiente de amortiguamiento de 1797 [Ns/m], la gráfica obtenida se puede apreciar en la **Figura 10.3**:

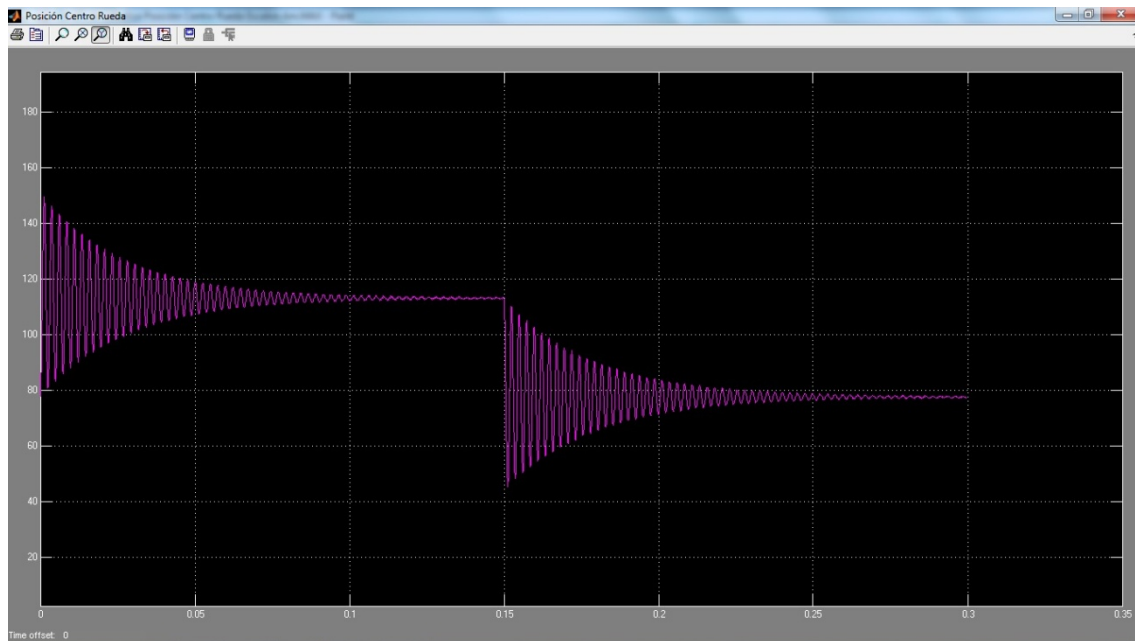


Figura 10.3: Posición centro rueda para escalón de 40mm con amortiguamiento mínimo.

En esta gráfica se observa como la rueda parte de la posición de reposo ($Y=77.57$ respecto al GRF) y sube al escalón de 40mm para pasados 0.15s bajar de nuevo a la posición de reposo. Este escalón equivale a recorrer una distancia de unos 4 metros a 100km/h, que puede ser cualquier parche de asfalto tan habitual en las vías actuales.

Se puede apreciar que el amortiguamiento es ineficiente, no llegando a estabilizar por completo la posición y realizando demasiados ciclos.

Un amortiguamiento de estas características influiría negativamente en el comportamiento dinámico del vehículo, no permitiendo una recuperación de la suspensión rápida, además de la pérdida de firmeza, introduciendo movimientos incómodos de cara a los pasajeros del vehículo, como vibraciones, bamboleos o alabeos.

Por tanto se realiza una simulación con el coeficiente de amortiguamiento más elevado, de 4920 [Ns/m], para observar la diferencia de comportamiento, que nos reporta la gráfica de la **Figura 10.4:**

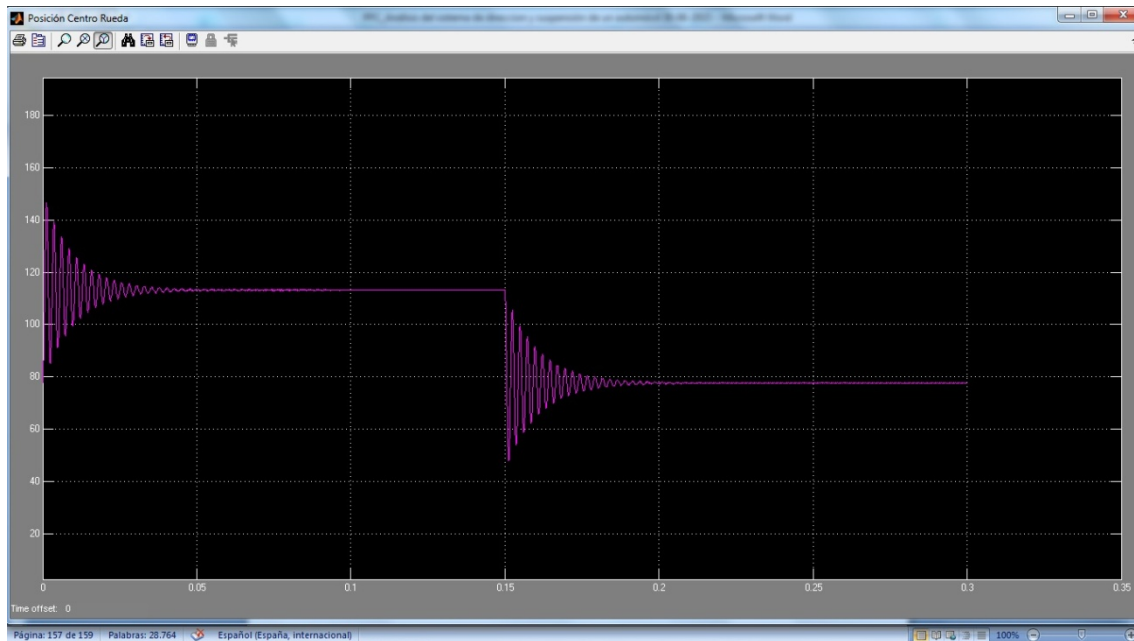


Figura 10.4: Posición centro rueda para escalón de 40mm con amortiguamiento máximo.

En la gráfica se aprecia que el tiempo de estabilización y el número de ciclos se ha reducido notablemente, estabilizando en 0.05s.

Esto implica que si un coche entra en un parche de asfalto de 4cm de altura y 4 metros de largo, se estabiliza antes de volver a bajar, por tanto, la suspensión está preparada para la siguiente absorción.

Otro detalle que se observa es la diferencia en el punto máximo que alcanza el centro de la rueda al subir el escalón, siendo de $Y=149.5\text{mm}$ para el caso de amortiguamiento mínimo y de $Y=146.5\text{mm}$ para el caso de amortiguamiento máximo, es decir 3mm de diferencia.

Se trata sin duda de un tarado de suspensión mucho más firme, al máximo dentro de una suspensión original de un turismo, pero teniendo en cuenta que el vehículo a analizar es de pretensiones deportivas se considera adecuado este comportamiento, y será este coeficiente el utilizado en todas las simulaciones.

10.2 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CAÍDA. (13)

El siguiente análisis pretende observar las variaciones en el funcionamiento del sistema según diferentes ángulos de caída que serán respectivamente 2° y 1° de caída positiva, 0° o caída nula y 0.5° y 2° de caída negativa, todos ellos para una convergencia nula de 0° .

En el vehículo que nos ocupa, la caída se ajusta modificando la posición de anclaje del coilover en la torreta del chasis, mediante unas copelas regulables, ya que como se ha estudiado, se trata de un sistema McPherson. De esta forma, el conjunto solido coilover/mangueta pivota sobre la unión del trapecio, modificando el ángulo de salida y la caída.

Debido a esto, cuando se modifica la caída, el punto de unión entre la mangueta y el brazo de dirección varía, tal como se muestra en la **Figura 10.5**, por tanto, es necesario modificar la longitud del brazo de dirección para mantener la convergencia a 0, ya que de no hacerlo, el sistema ganaría convergencia para caídas negativas (el punto de fijación del brazo de dirección en la mangueta se acerca a la cremallera), o divergencia para caídas positivas (el punto de fijación del brazo de dirección en la mangueta se aleja de la cremallera)

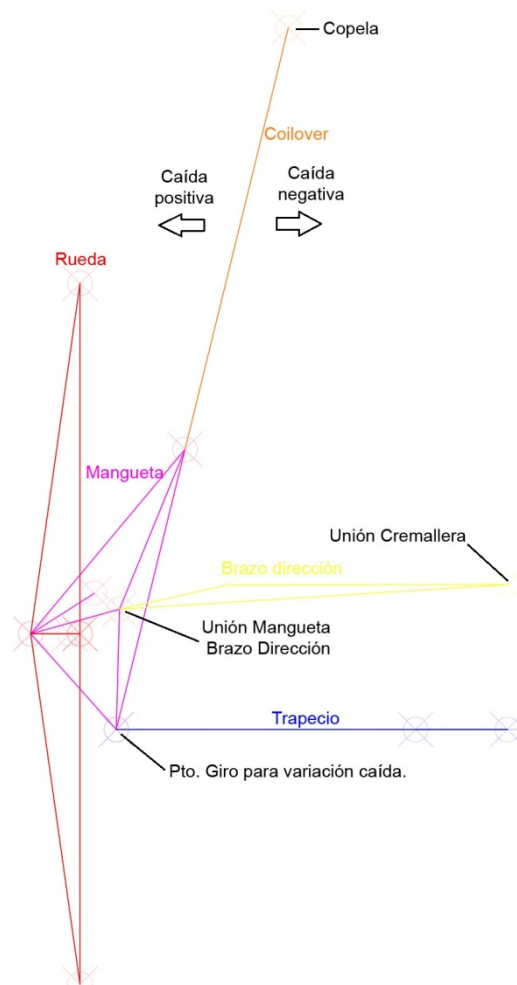


Figura 10.5: Diagrama variación caída del sistema de suspensión.

SIMULACIÓN análisis y obtención de resultados.

A continuación se analizan los datos en diferentes puntos del sistema, comparando las gráficas resultantes para las cinco configuraciones o reglajes de caída analizados. Para este análisis se ha utilizado la onda sinusoidal de amplitud 40mm equivalente a la Megatextura de la carretera, ya que permite monitorizar el funcionamiento de la suspensión tanto en extensión como en compresión, así como de todos los componentes.

El primer punto objeto de análisis es el centro del conjunto rueda, que coincide con el centro del giro de esta sobre el cojinete. De esta forma, podemos ver la incidencia que tiene la absorción del neumático sobre la suspensión.

En la gráfica posterior podemos ver el perfil del desplazamiento vertical en el centro de rueda (**Figura 10.6**).

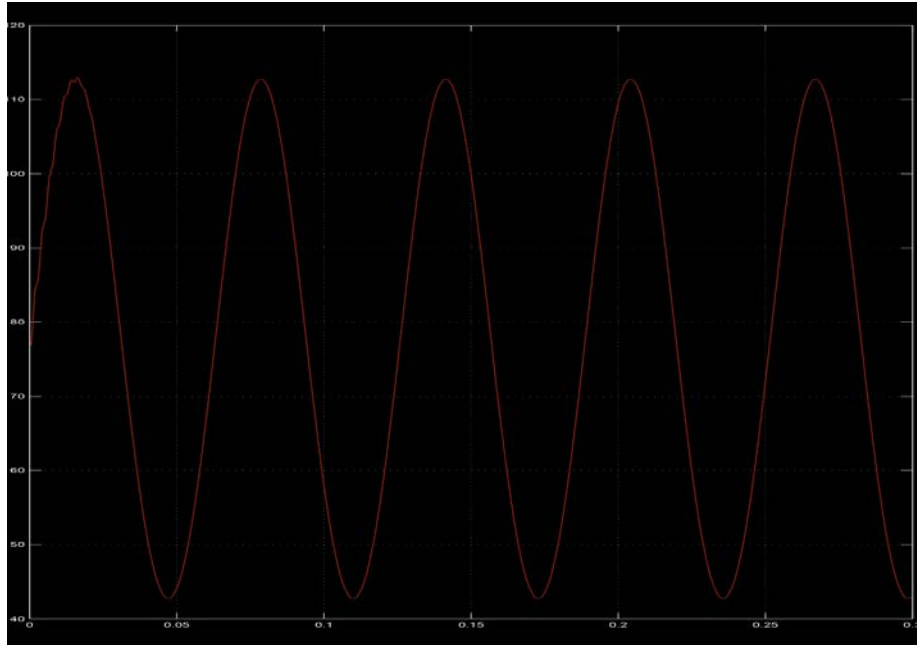


Figura 10.6: Gráfica representativa desplazamiento vertical centro rueda.

Para todos los casos el perfil es muy similar, habiendo variaciones en los valores máximos y mínimos, que aparecen recogidos en la **Tabla 10.1**. Como se puede apreciar, en todos casos el desplazamiento vertical es inferior a la amplitud originaria de la onda sinusoidal que sirve de excitación. Esto es debido a la absorción por parte del neumático de parte de la irregularidad, siendo el desplazamiento final del orden de un 88-89% de la amplitud de la irregularidad presentada.

Aclarar que las posiciones iniciales y puntos máximos y mínimos están posicionados con origen en sistema de referencia global.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL CENTRO RUEDA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2º	75.40	111.94	41.09	36.54	34.01
CAÍDA 1º	76.65	112.73	42.75	36.08	33.9
CAÍDA 0º	77.57	113.21	44.15	35.64	33.42
CAÍDA -0.5º	78.47	113.85	45.20	35.38	33.27
CAÍDA -0.5º	80.25	114.92	47.62	34.67	32.63

Tabla 10.1: Desplazamiento vertical centro rueda.

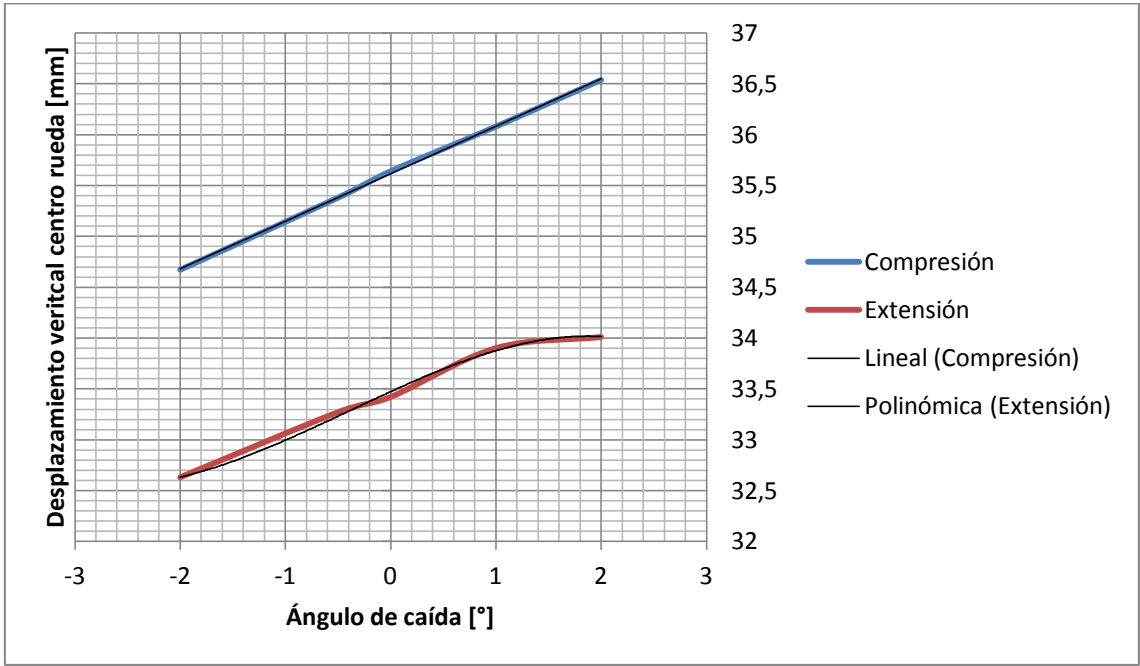


Figura 10.7: Evolución desplazamiento vertical centro rueda en función del ángulo de caída.

Como se puede observar, el desplazamiento vertical en compresión es muy lineal, aumentando con caídas positivas, mientras que en extensión, es de evolución polinómica, pero sigue manteniendo la tendencia de aumento del desplazamiento en caídas positivas.

Al actuar la suspensión, el punto de anclaje del trapecio con la mangueta dibuja un arco, mientras que la unión de la mangueta con el coilover se mueve en el sentido longitudinal de este. Esto provoca que además de un desplazamiento de la rueda en el eje vertical (sentido de la irregularidad) aparezca un desplazamiento en el eje X u horizontal. En la grafica de la **Figura 10.8** se puede ver la naturaleza o perfil de este movimiento.

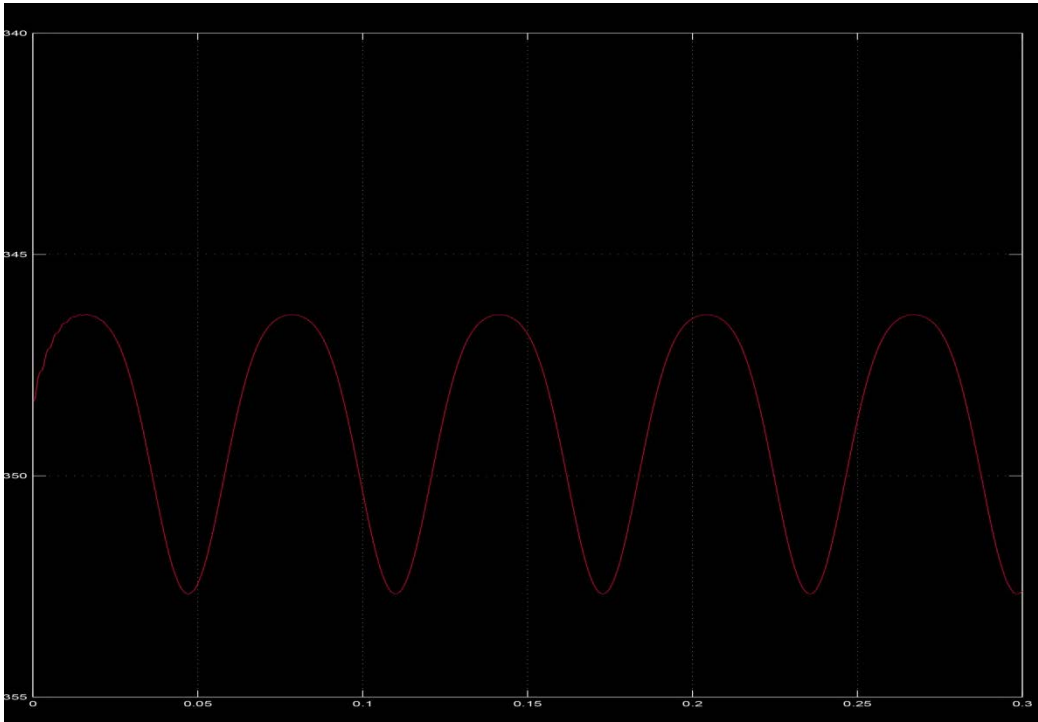


Figura 10.8: Gráfica representativa desplazamiento horizontal centro rueda.

Los datos extraídos de la simulación se recogen en la **Tabla 10.2**:

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL CENTRO RUEDA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2º	-349.75	-347.90	-353.76	1.85	4.01
CAÍDA 1º	-348.32	-346.36	-352.67	1.96	4.35
CAÍDA 0º	-346.98	-344.81	-351.60	2.16	4.63
CAÍDA -0.5º	-346.29	-344.02	-350.99	2.27	4.70
CAÍDA -2º	-344.21	-341.65	-349.24	2.56	5.03

Tabla 10.2: Desplazamiento horizontal centro rueda.

A partir de los datos de la **Tabla 10.2**, se genera un gráfico que nos muestra la evolución del desplazamiento horizontal del centro de rueda en función del ángulo de caída.

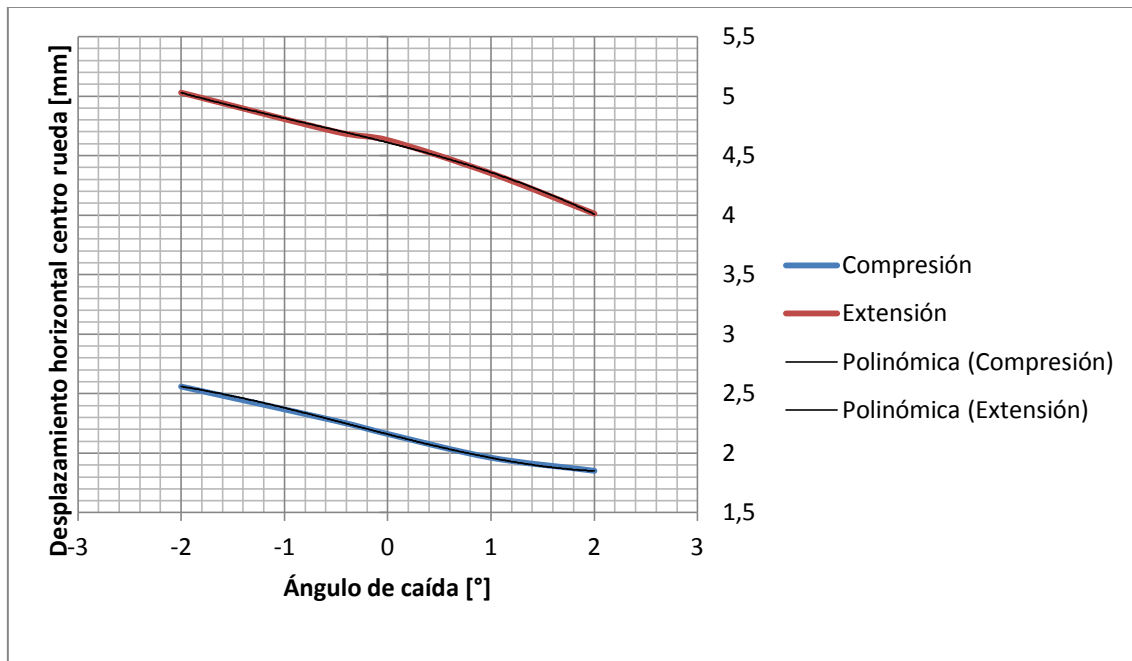


Figura 10.9: Evolución desplazamiento horizontal centro rueda en función del ángulo de caída.

Como se observa en la gráfica de la **Figura 10.9**, podemos concluir en primer lugar que durante la carrera de extensión, el desplazamiento del centro de rueda es mayor que en la carrera de compresión.

Al contrario que para el desplazamiento vertical, se observa que el desplazamiento horizontal tanto en compresión como en extensión se incrementan según aumenta la caída negativa, debido a que el amortiguador adquiere una posición más tumbada, condicionando el movimiento de la mangueta en esa dirección.

En caídas positivas el desplazamiento se reduce, ya que se va reduciendo el ángulo de salida, quedando el amortiguador en posición más vertical.

Por último, vemos que en ambos casos la evolución es polinómica de grado 3, tal como se asemejan a las líneas de tendencia.

La velocidad vertical del centro rueda es similar en los cinco casos, quedando definida por el perfil de la **Figura 10.10**. En las figuras se puede apreciar la gráfica de la velocidad vertical y la velocidad horizontal de forma conjunta.

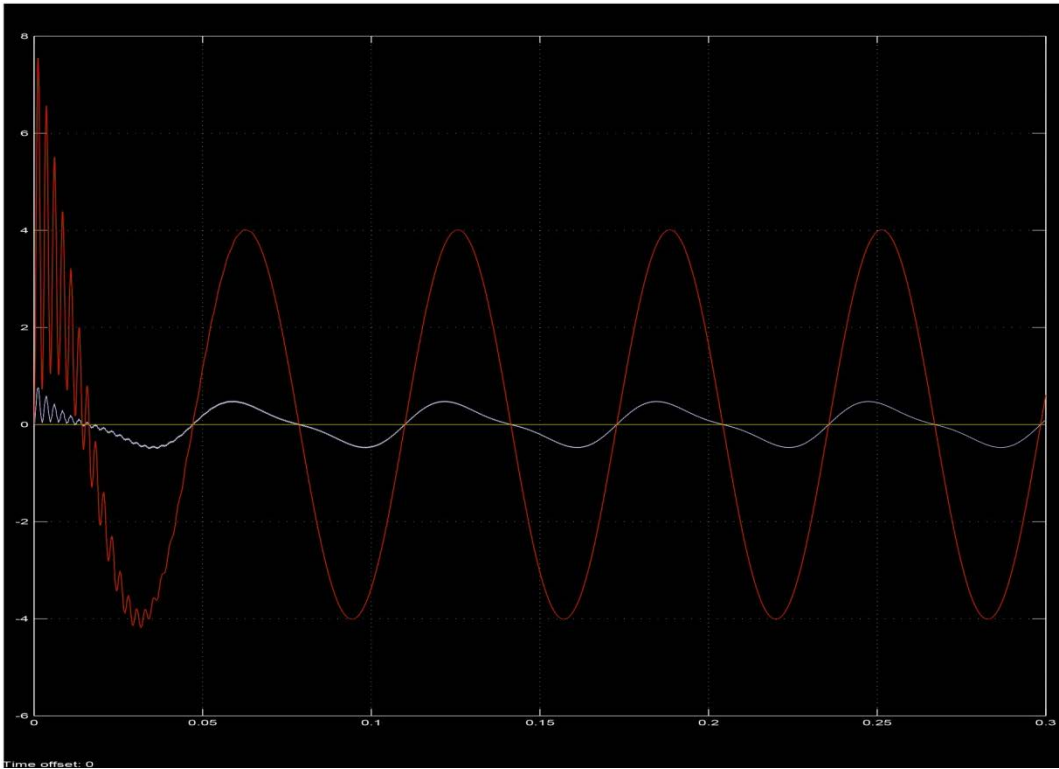


Figura 10.10: Gráfica representativa velocidad lineal centro rueda.

En cuanto a la velocidad vertical del centro rueda, vemos como en el instante de inicio del movimiento adquiere un valor de unos 8m/s, para terminar estabilizándose en máximos de 4m/s tanto positivos (compresión) como negativos (extensión). Como en casos anteriores, se ve la distorsión producida por el efecto del neumático al inicio del movimiento

Se aprecia que los máximos y mínimos de las graficas de velocidad horizontal (blanco) no coinciden con los máximos y mínimos de la velocidad vertical, así como la forma de la gráfica.

VELOCIDAD VERTICAL (Y) CENTRO RUEDA			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CAÍDA 2º	0	4.02	-4.02
CAÍDA 1º	0	4.01	-4.01
CAÍDA 0º	0	4	-4
CAÍDA -0.5º	0	4	-4
CAÍDA -2º	0	3.98	-3.98

Tabla 10.3: Velocidad vertical centro rueda.

Como se muestra en el gráfico de la **Figura 10.11**, los cinco reglajes otorgan datos prácticamente exactos, observando diferencias mínimas que señalan un aumento de la velocidad vertical de acuerdo al aumento de la caída. Los datos de extensión y compresión coinciden, por eso se aprecia una sola representación.

Igualmente, se observa que en caídas cercanas a la caída nula, la velocidad vertical apenas varía, en el gráfico vemos como se ajustan a dos tipos de tendencia, polinómica de grado 3 y polinómica de grado 4. Se podría concluir que en los extremos se rige por la de grado 3 mientras en la zona cercana a 0° se rige por una ecuación de grado 4. No obstante, al ser tan pequeñas las diferencias, se podría decir que la evolución de los datos es lineal.

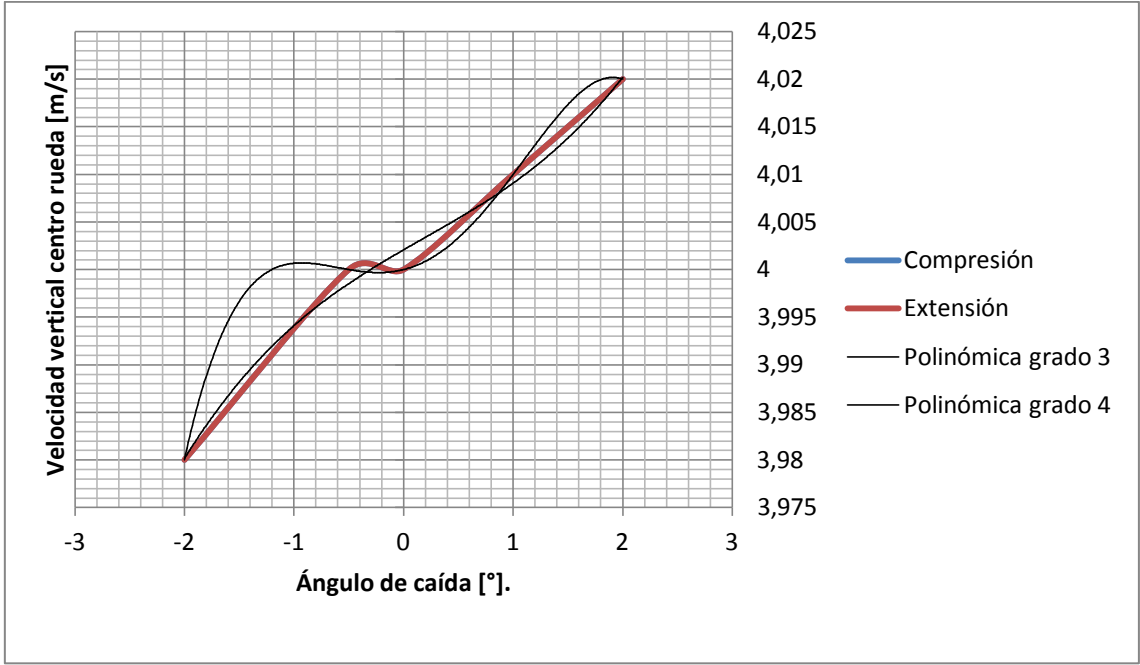


Figura 10.11: Evolución velocidad vertical centro rueda según ángulo de caída.

Al contrario que la velocidad vertical, la **velocidad horizontal del centro rueda** muestra mayor variación en los valores máximos, aumentando de forma progresiva según se varía de caída positiva a caída negativa. La velocidad máxima es igual tanto para extensión como para compresión.

VELOCIDAD HORIZONTAL (X) CENTRO RUEDA			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CAÍDA 2º	0	0.45	0.45
CAÍDA 1º	0	0.47	0.47
CAÍDA 0º	0	0.5	0.5
CAÍDA -0.5º	0	0.52	0.52
CAÍDA -2º	0	0.55	0.55

Tabla 10.4: Velocidad horizontal centro rueda.

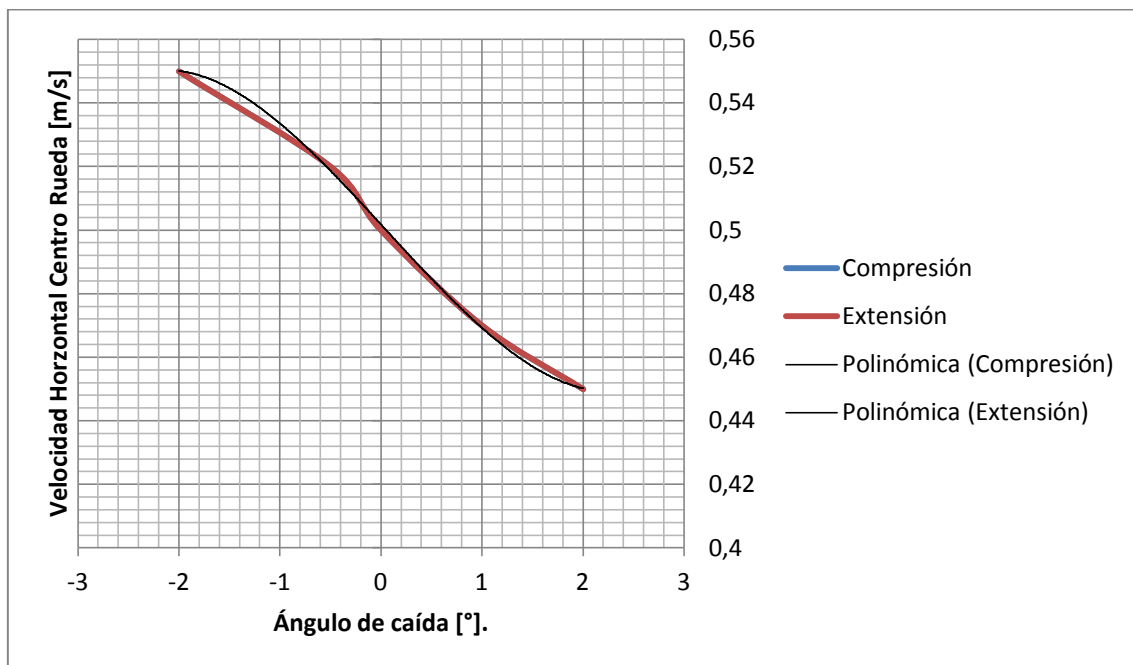


Figura 10.12: Evolución velocidad horizontal centro rueda según ángulo de caída.

Como se ve en el gráfico de la **Figura 10.12**, la velocidad horizontal mantiene una evolución polinómica de grado 3, aunque muy cercana a la linealidad pero con una ligera desviación en los puntos más cercanos a la caída nula.

En el proceso de simulación también se ha analizado el giro del trapecio, ya que el funcionamiento de la barra estabilizadora depende de este.

Nuevamente, el programa genera una gráfica del movimiento para cada reglaje, siguiendo todas el mismo patrón de movimiento según se muestra en la **Figura 10.13**.



Figura 10.13: Gráfica representativa ángulo de giro del trapecio.

El resumen de datos se puede observar en la **Tabla 10.5**.

ÁNGULO TRAPPECIO DERECHO			
CASO SIMULACIÓN	ÁNGULO INICIAL [°]	ÁNGULO MÁXIMO COMPRESIÓN [°]	ÁNGULO MÁXIMO EXTENSIÓN [°]
CAÍDA 2º	0	7.16	7.20
CAÍDA 1º	0	7.15	7.19
CAÍDA 0º	0	7.18	7.12
CAÍDA -0.5º	0	7.12	7.16
CAÍDA -2º	0	7.09	7.14

Tabla 10.5: Ángulo trapecio derecho.

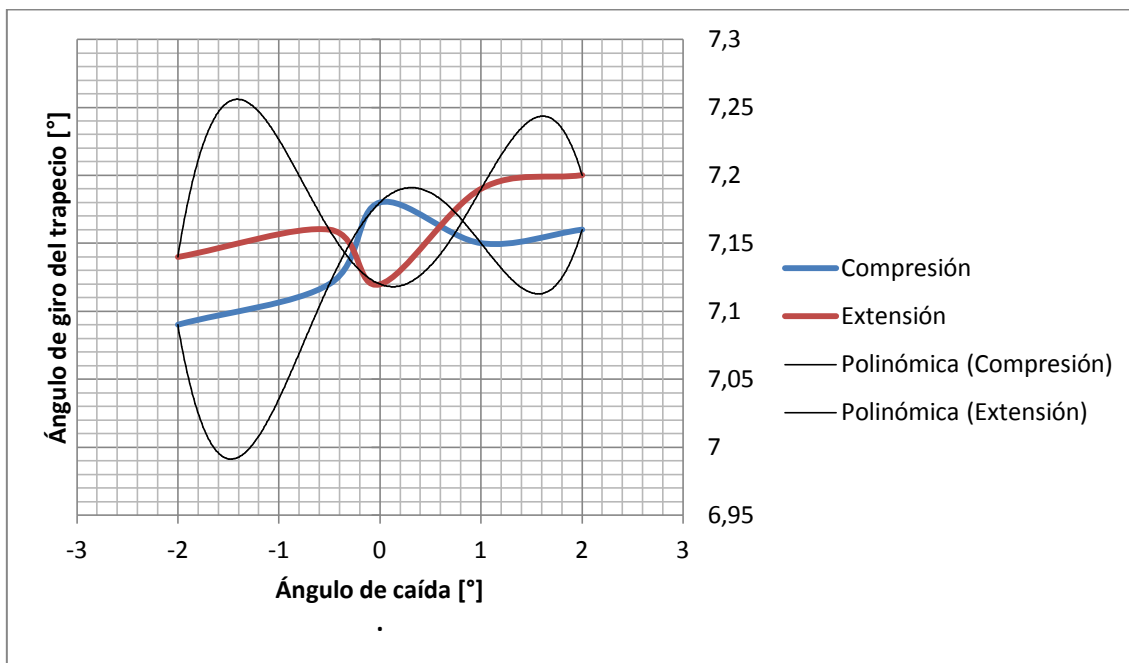


Figura 10.14: Evolución ángulo de giro del trapecio según el ángulo de caída.

De acuerdo al gráfico de la podemos concluir en primer lugar que el ángulo del trapecio con la horizontal, es diferente para compresión y para extensión, a pesar de que la irregularidad inicial es simétrica. Ambos representados en valor absoluto, para concentrarlos en un mismo gráfico.

En el movimiento de extensión, el ángulo para la caída nula o de valor 0° , disminuye y se sale de la tendencia lineal de los datos. Mientras que para el movimiento de compresión la tendencia se invierte, siendo el máximo absoluto para la caída nula, que se sale, igualmente, de la tendencia lineal.

En ambos casos, vemos que en la zona cercana a caída 0° , la evolución se corresponde a una ecuación de grado 4, pero en los extremos, tiene a linealizar el comportamiento.

El siguiente punto de análisis es la unión entre la mangueta y el coilover. El objetivo de analizar este punto es comprobar el movimiento del único punto móvil del coilover, ya que su otro extremo permanece fijo en el chasis.

En la **Figura 10.15**, podemos ver el ejemplo de la gráfica generada por Simulink que representa el movimiento en ese punto en el eje vertical.

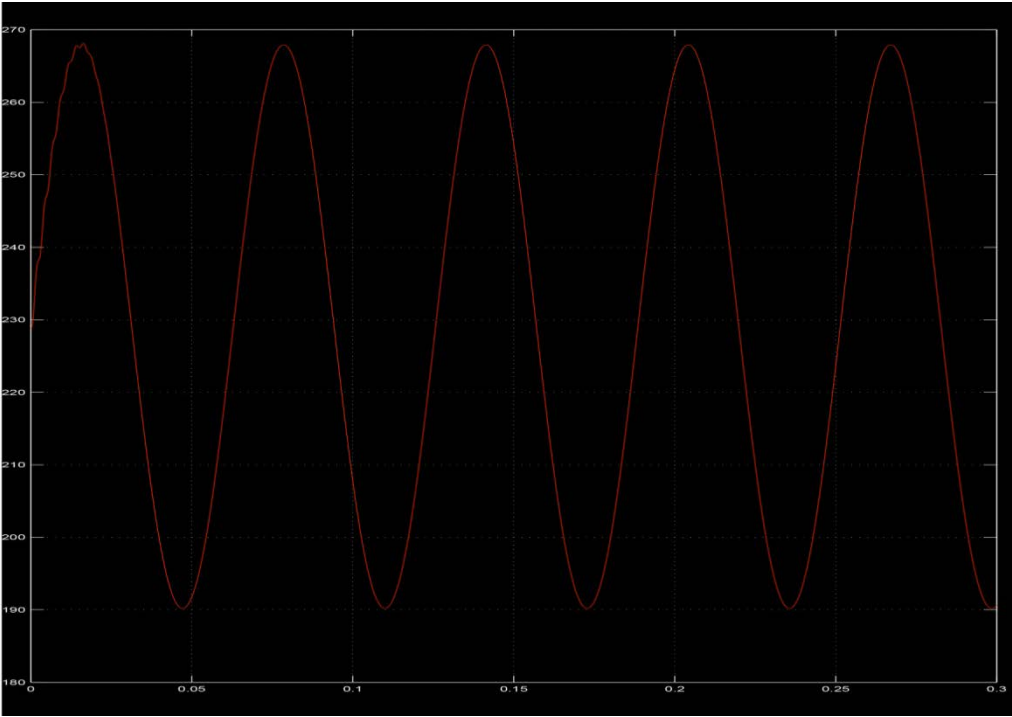


Figura 10.15: Gráfica representativa desplazamiento vertical unión mangueta coilover.

Los valores máximos del desplazamiento quedan recogidos en la **Tabla 10.6**, y sirven para la realización del gráfico de la **Figura 10.16** que nos muestra la tendencia de estos.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL (Y) UNIÓN MANGUETA COILOVER					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2º	229.68	268.96	190.86	39.68	38.82
CAÍDA 1º	228.81	267.92	190.19	39.11	38.62
CAÍDA 0º	227.87	266.49	189.19	38.62	38.68
CAÍDA -0.5º	227.57	266.37	189.19	38.8	38.28
CAÍDA -2º	225.79	264.26	187.88	38.47	37.91

Tabla 10.6: Desplazamiento vertical unión mangueta coilover.

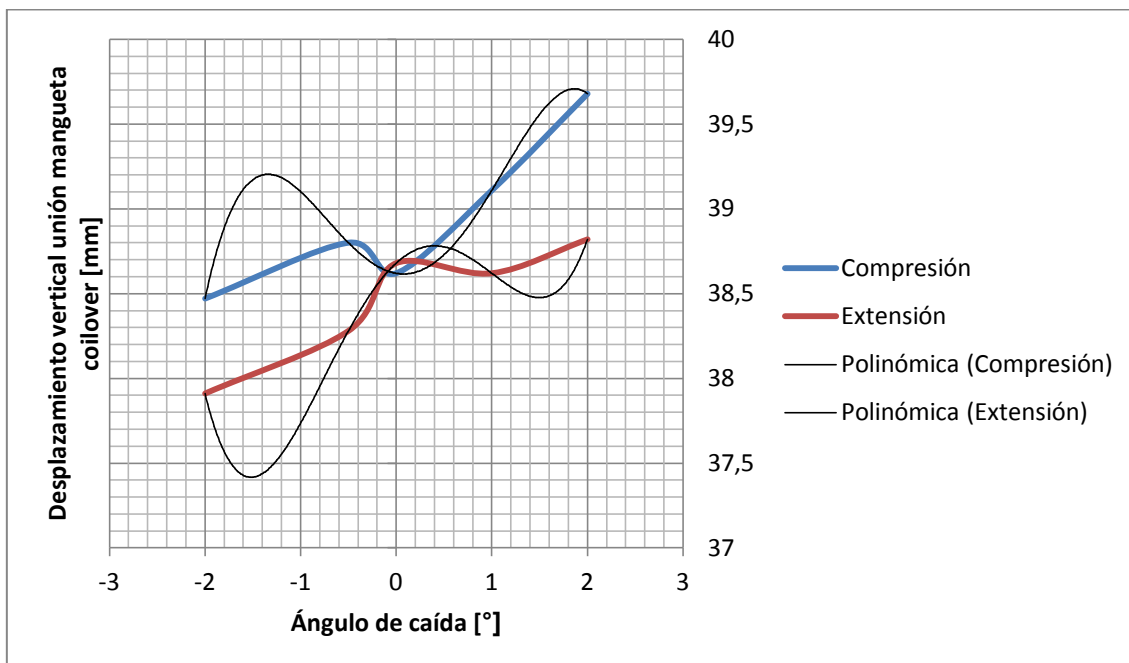


Figura 10.16: Evolución desplazamiento vertical unión mangueta coilover según ángulo de caída.

El desplazamiento vertical no sigue un patrón regular, ya que depende tanto del ángulo del trapecio y por tanto variación del punto unión trapecio-mangueta, como del desplazamiento del coilover.

Se observa que para caídas distintas de 0, el desplazamiento en extensión es menor que el valor de compresión, y ambos siguen una tendencia creciente según aumenta la caída a valores positivos. En el punto de caída nula, el valor de extensión y compresión es muy parejo, y al igual que en el caso anterior, en dicha zona el comportamiento sigue una evolución polinómica de grado 4, mientras que el resto de puntos si mantienen una linealidad que no se corresponde con la evolución polinómica.

De igual modo, se analiza el desplazamiento horizontal en el mismo punto de unión entre mangueta y coilover, quedando representado el movimiento en la gráfica de la **Figura 10.17**, y en la **Tabla 10.7**:

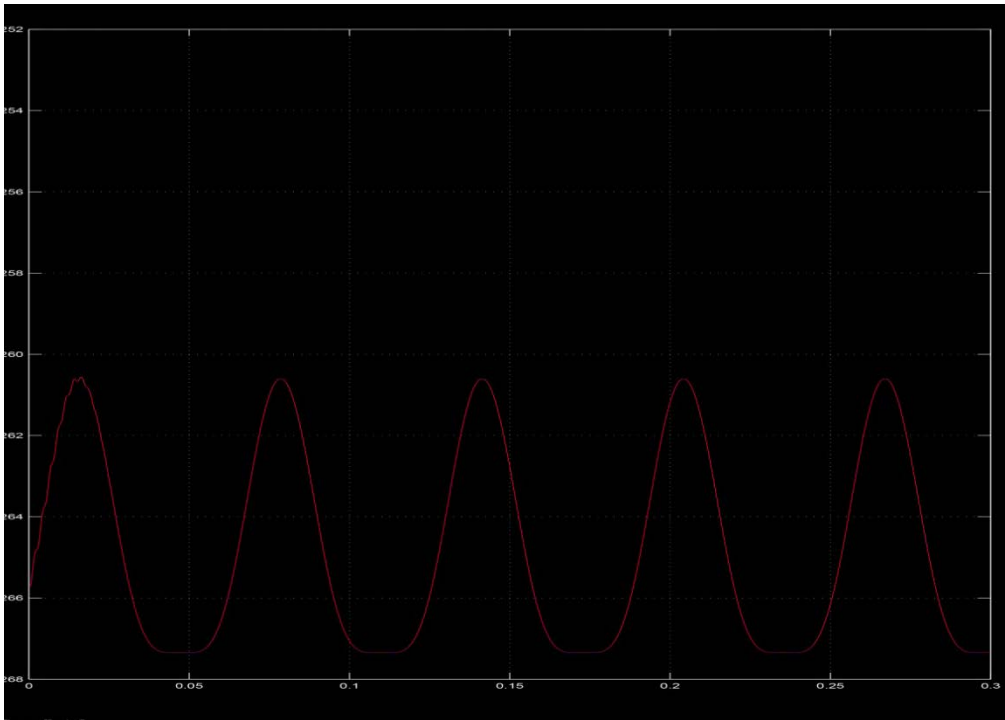


Figura 10.17: Gráfica representativa desplazamiento horizontal unión mangueta coilover.

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL (X) UNIÓN MANGUETA COILOVER					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2º	-269.73	-264.86	-271.13	4.87	1.40
CAÍDA 1º	-265.73	-260.59	-267.35	5.14	1.72
CAÍDA 0º	-261.74	-256.40	-263.58	5.34	1.84
CAÍDA -0.5º	-259.75	-254.23	-261.70	5.82	1.95
CAÍDA -2º	-253.89	-247.93	-256.10	5.96	2.21

Tabla 10.7: Desplazamiento horizontal unión mangueta coilover.

Como se observa en el gráfico de la **Figura 10.18**, el desplazamiento horizontal decrece según la caída se modifica de valores negativos a positivos. Además, el desplazamiento máximo para compresión es mayor que para extensión.

Igualmente, se observa que el desplazamiento en extensión sigue una evolución polinómica de grado 3, mientras que el desplazamiento en compresión se sale de ese ajuste.

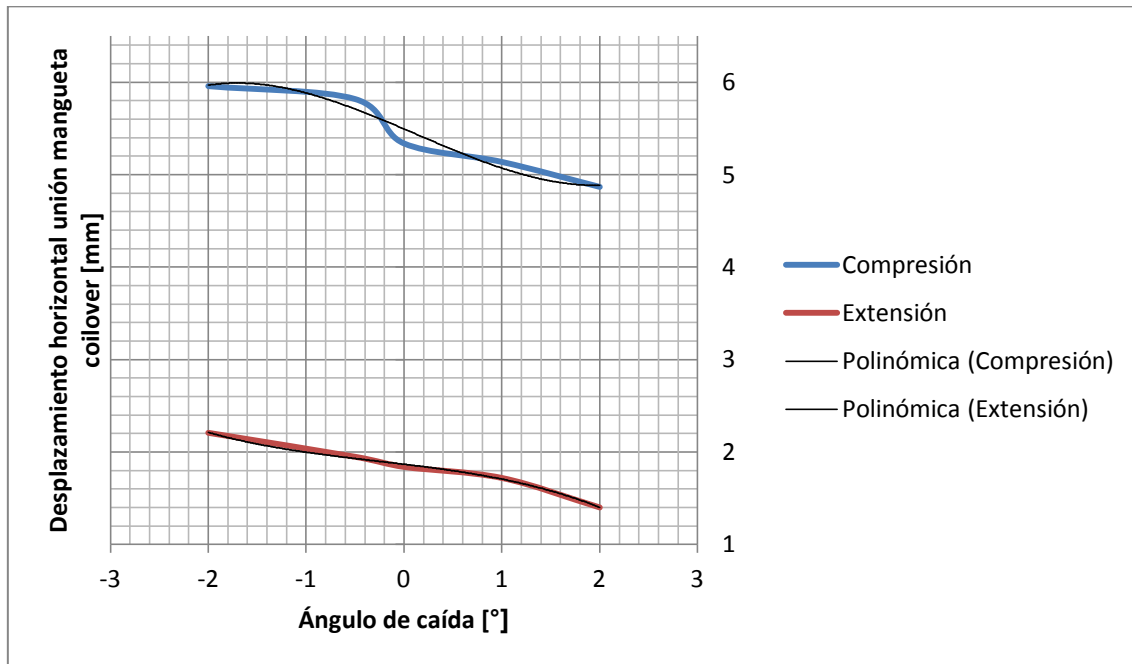


Figura 10.18: Evolución desplazamiento horizontal unión mangueta coilover según ángulo de caída.

Finalmente, los movimientos analizados en los puntos anteriores concluyen en la compresión y extensión del coilover o conjunto muelle amortiguador, así como la velocidad del desplazamiento. En este punto, el sistema de referencia utilizado es local y el eje de análisis es el eje longitudinal del coilover.

Las gráficas de desplazamiento (gráfica superior) y velocidad (gráfica inferior) quedan reflejadas en la **Figura 10.19**.

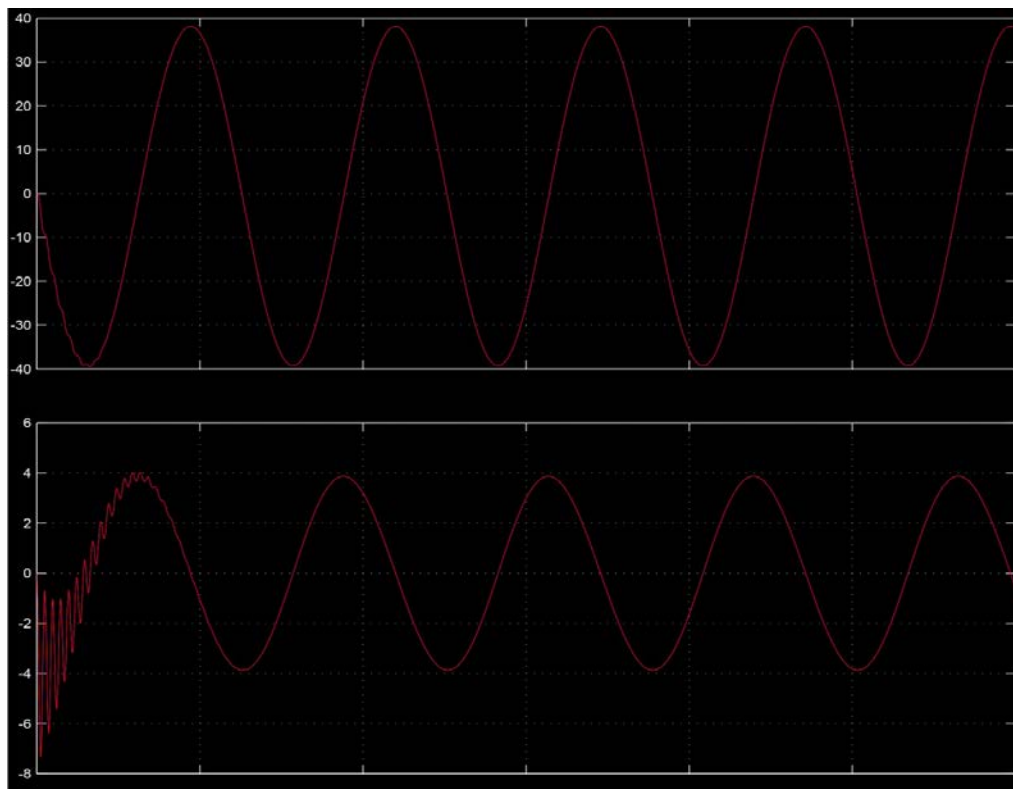


Figura 10.19: Gráfica representativa desplazamiento y velocidad longitudinal coilover.

DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL COILOVER					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2º	0	38.34	-39.43	38.34	39.43
CAÍDA 1º	0	38.08	-39.25	38.08	39.25
CAÍDA 0º	0	38.09	-38.75	38.09	38.75
CAÍDA -0.5º	0	37.95	-39.15	37.95	39.15
CAÍDA -2º	0	37.18	-38.58	37.18	38.58

Tabla 10.8: Desplazamiento longitudinal coilover.

Como se puede ver en la **Tabla 10.8**, el desplazamiento longitudinal del coilover calca la tendencia de los datos del anterior punto analizado.

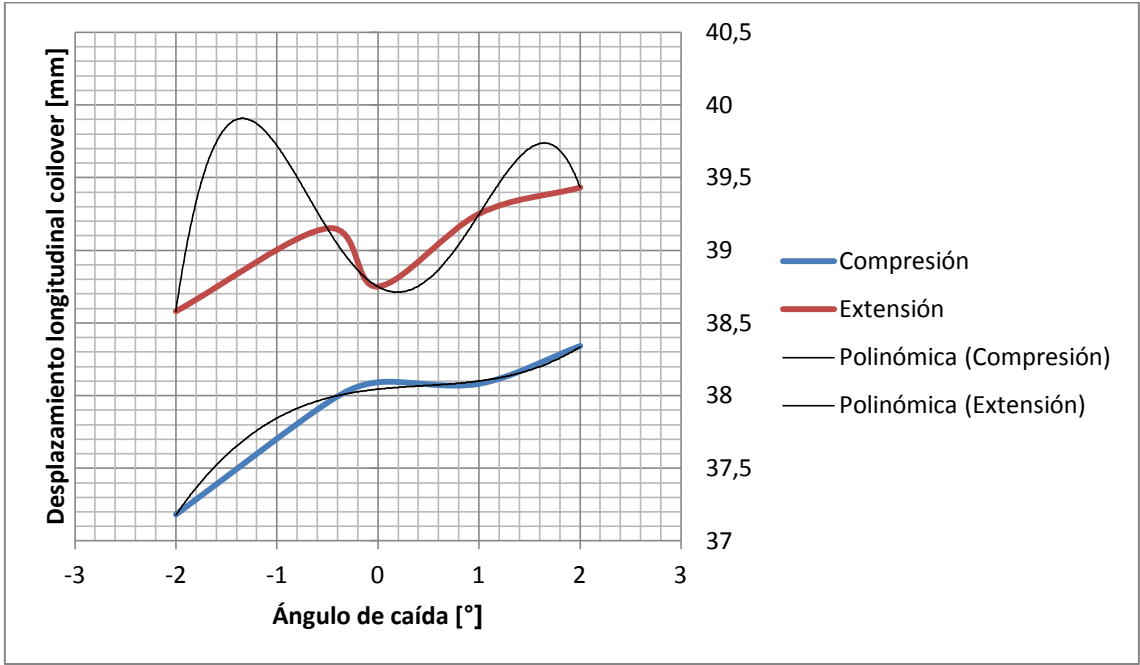


Figura 10.20: Evolución desplazamiento longitudinal coilover según caída.

En la **Figura 10.20**, se observa como la evolución del desplazamiento es en ambos casos polinómica de grado 3 para compresión y de grado 4, aunque linealizada en los extremos, para la de extensión.

Del mismo modo, el desplazamiento en extensión es siempre mayor que el desplazamiento en compresión.

En lo que a velocidad se refiere, la velocidad de compresión y extensión tiene el mismo valor absoluto.

VELOCIDAD LONGITUDINAL COILOVER			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CAÍDA 2º	0	3.89	3.89
CAÍDA 1º	0	3.87	3.87
CAÍDA 0º	0	3.85	3.85
CAÍDA -0.5º	0	3.86	3.86
CAÍDA -2º	0	3.82	3.82

Tabla 10.9: Velocidad longitudinal coilover.

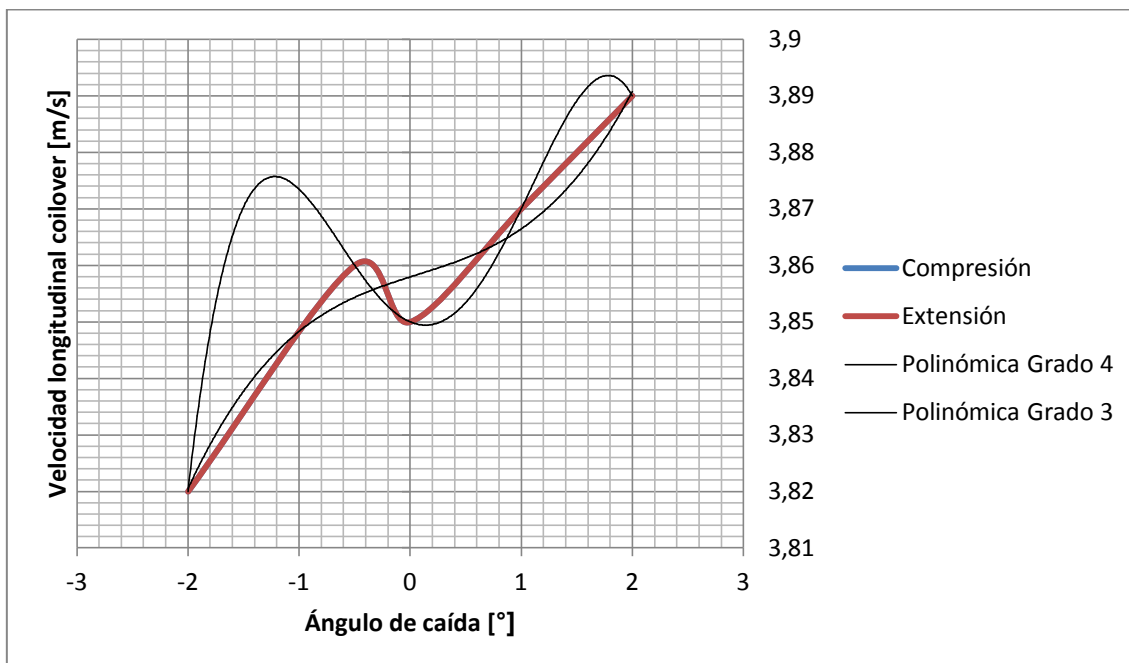


Figura 10.21: Evolución velocidad longitudinal coilover según ángulo de caída.

En consonancia con los resultados de desplazamiento, el gráfico de la **Figura 10.21** nos muestra una desviación para la caída nula en la velocidad que se asemeja a una ecuación de grado 4, que concuerda con las gráficas del ángulo del trapecio y desplazamiento del punto de unión coilover mangueta, donde para esa caída, el valor se salía del comportamiento lineal siguiendo la misma evolución. En los extremos se puede ajustar mejor a una función de grado 3.

De esta parte del análisis podemos decir que frente a caídas positivas, el sistema muestra una mayor sensibilidad, con una velocidad de respuesta superior, frente a caídas negativas.

El último punto a analizar es la unión del brazo de dirección con la mangueta.

En el análisis que estamos efectuando se supone la dirección recta, por tanto la posición de la cremallera es, teóricamente invariable. No obstante, al haber incluido una junta traslacional en ese punto, el sistema permite el movimiento del brazo de dirección, pudiendo conocer cuánto se mueve realmente y la influencia en la dirección.

Como en todos los análisis, Simulink nos genera tres gráficas independientes según el valor de caída para 1°, 0° y -0.5°, aunque todas siguen el mismo perfil representado en la **Figura 10.22**.

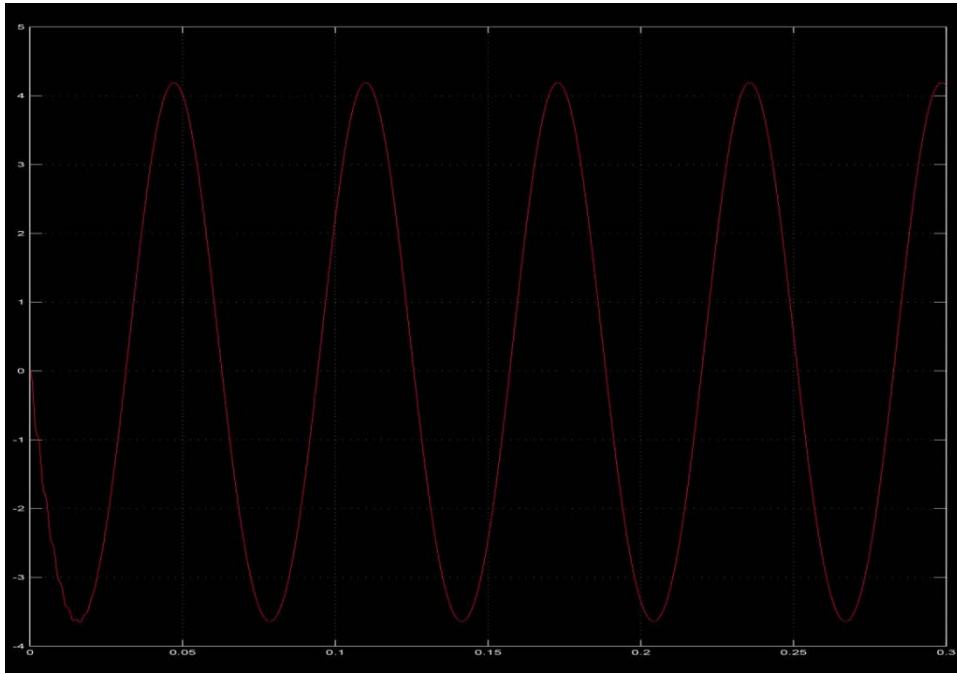


Figura 10.22: Gráfica representativa desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera.

Los datos extraídos quedan recogidos en la **Tabla 10.10**:

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL BRAZO DIRECCIÓN EN UNIÓN CON CREMALLERA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CAÍDA 2°	0	4.08	-3.52	4.08	3.52
CAÍDA 1°	0	4.19	-3.64	4.19	3.64
CAÍDA 0°	0	4.34	-3.74	4.34	3.74
CAÍDA -0.5°	0	4.37	-3.82	4.37	3.82
CAÍDA -2°	0	4.65	-4.05	4.65	4.05

Tabla 10.10: Desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera.

En el gráfico de la **Figura 10.23**, la incidencia sobre la cremallera es mayor en la carrera de compresión. De esta forma, si la rueda analizada absorbe una irregularidad de forma independiente, genera una fuerza lineal sobre la cremallera, que produce una inevitable reacción sobre el volante y el piloto.

Si el piloto mantiene el volante firmemente sin variación, esa rueda tomará mayor convergencia, ya que la longitud del brazo de dirección es invariable. En caso de no sujetar con firmeza, la absorción producirá un giro en la dirección.

En caso de absorber una irregularidad idéntica con ambas ruedas delanteras, la cremallera soportará las mismas fuerzas en ambos extremos, permaneciendo en equilibrio y serán las ruedas quienes absorberán el desplazamiento tomando mayor convergencia.

De igual modo vemos que el desplazamiento, y por tanto la incidencia, aumentan con caída negativa.

En ambos casos, se puede ver que la tendencia de los datos es polinómica, pero con una variación mínima, siendo prácticamente lineal.

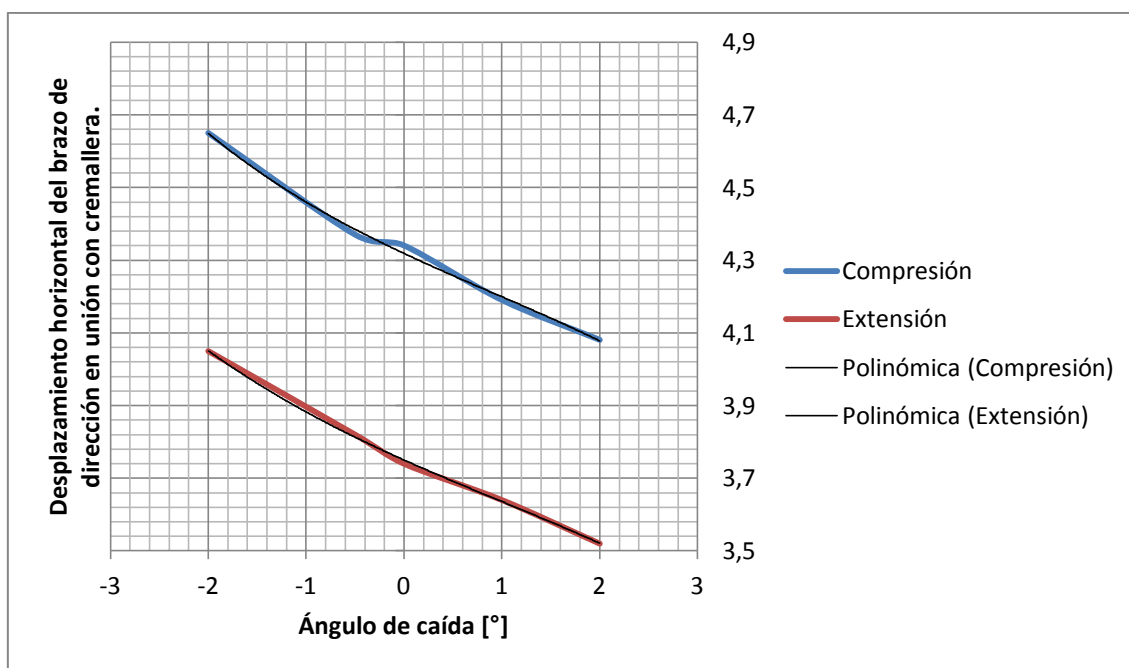


Figura 10.23: Evolución desplazamiento horizontal brazo dirección en unión con cremallera según ángulo de caída.

10.3 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE CONVERGENCIA. (12)

En este apartado se estudiará la influencia de la variación de la convergencia en el funcionamiento del sistema analizado.

Para variar la convergencia se regula la longitud del brazo de dirección, el cual dispone de un espárrago roscado y una contratuerca. De esta forma, la mangueta, y por extensión la rueda, gira en torno al eje formado entre la unión con el trapecio y la copela, que forma el ángulo de salida con la vertical (para caída 0°).

Se analizan los mismos puntos "críticos" que en el caso de la variación del ángulo de caída, para una convergencia de 0° y de 0.36° ambas para una caída de 0° .

Para el punto que representa el centro de la rueda, el movimiento vertical queda representado por la gráfica de la **Figura 10.24**:



Figura 10.24: Gráfica representativa desplazamiento vertical centro rueda.

Como se observa en los resultados extraídos en la **Tabla 10.11**, la posición inicial del punto analizado varía, debido al giro de la mangueta en torno al pivote. Como consecuencia de este cambio de posición, el desplazamiento en los movimientos de compresión y extensión varía respecto al caso de convergencia nula.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL CENTRO RUEDA SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	77.57	113.21	44.15	35.64	33.42
CONVERGENCIA 0.36°	77.85	113.21	44.15	35.36	33.7

Tabla 10.11: Desplazamiento vertical centro rueda según convergencia.

De igual modo, como se ve en el gráfico de la **Figura 10.25**, la tendencia de los datos se invierte para el movimiento de compresión, y para el movimiento de extensión.

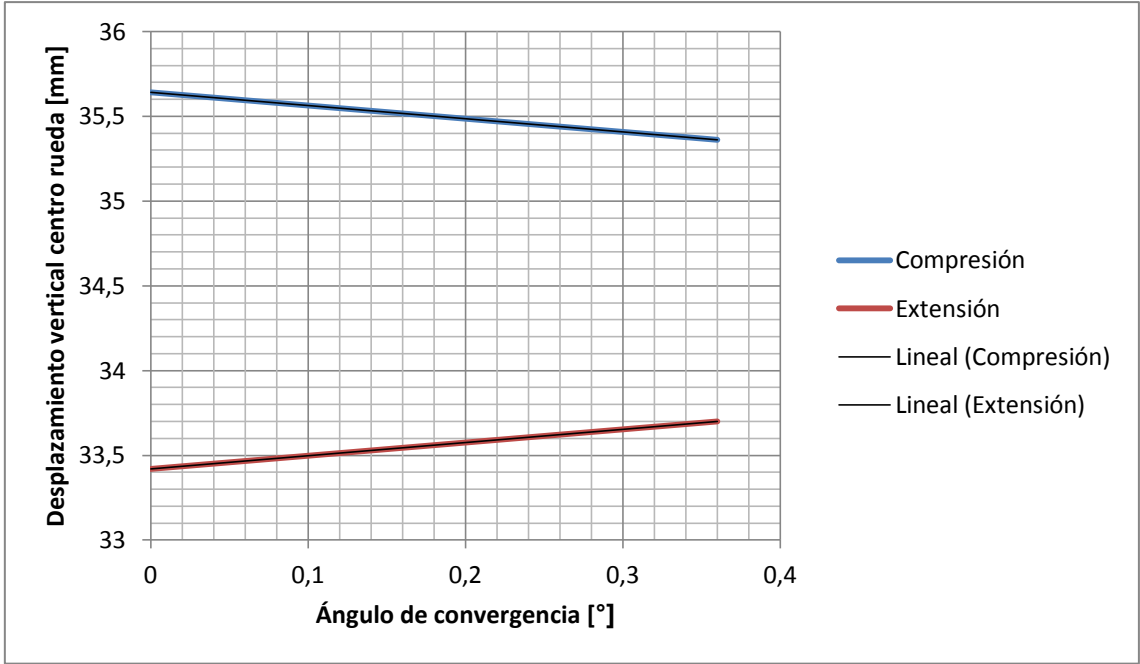


Figura 10.25: Evolución desplazamiento centro rueda según ángulo de convergencia.

SIMULACIÓN análisis y obtención de resultados.

En el caso del desplazamiento horizontal del centro de rueda ocurre lo mismo que en el desplazamiento vertical. La posición inicial del centro de rueda varía por el nuevo ángulo de convergencia, influyendo en los valores finales, que disminuyen respecto al ángulo de 0°.

No obstante las gráficas nos indican que el movimiento es de naturaleza similar.

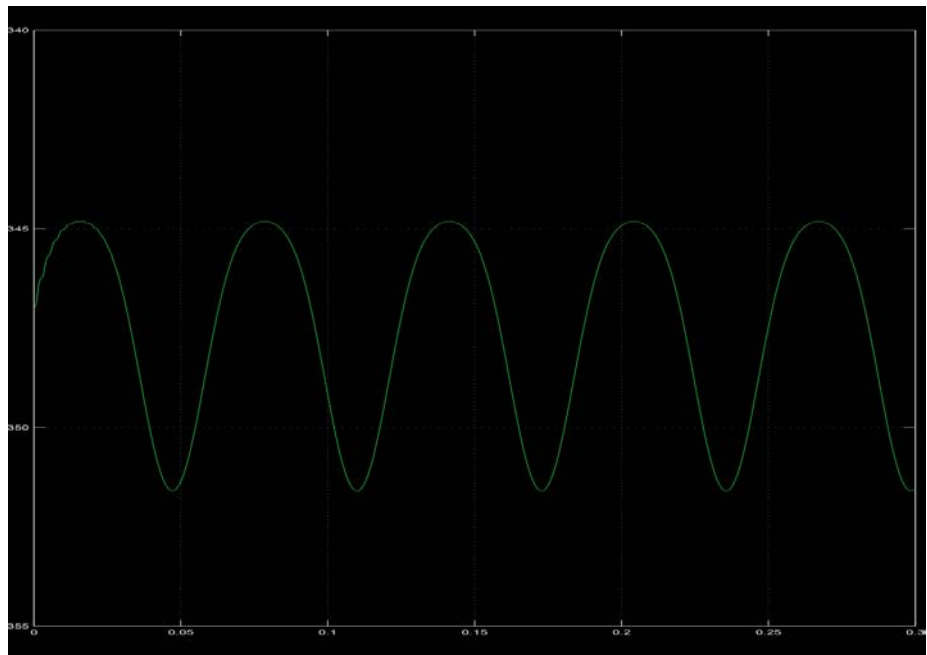


Figura 10.26: Grafica representativa desplazamiento horizontal centro rueda según convergencia.

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL CENTRO RUEDA SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	-346.97	-344.81	-351.60	2.16	4.63
CONVERGENCIA 0.36°	-347.32	-345.17	-351.94	2.15	4.15

Tabla 10.12: Desplazamiento horizontal centro rueda según convergencia.

Como se observa en la **Tabla 10.12** y en el gráfico de la **Figura 10.27**, hay una mayor reducción en el caso de extensión, y esto se debe a que el brazo de dirección se encuentra por encima del punto medio del movimiento, que es el anclaje del trapecio al chasis, por ello, en la extensión, el brazo de dirección limita más el movimiento que en compresión. El resultado es que el brazo de dirección tira de la mangueta en la extensión girando la rueda e incidiendo sobre la posición de esta.

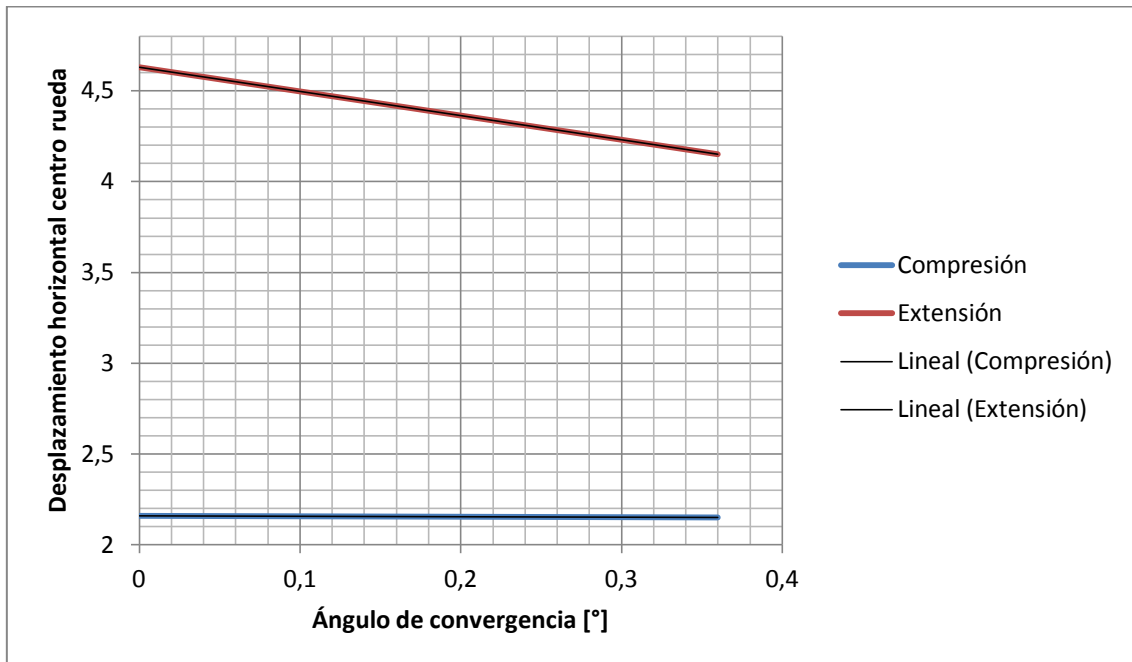


Figura 10.27: Evolución del desplazamiento horizontal del centro rueda según ángulo de convergencia.

En este caso, al haber aumentado su longitud para dar convergencia positiva, vemos como produce una reducción del desplazamiento horizontal en extensión., mientras que en compresión es prácticamente constante.

En cuanto a la velocidad vertical y horizontal del centro de rueda no se presenta variación según la convergencia escogida, manteniendo los mismos valores y perfiles en ambos casos, el perfil es el que se muestra en la **Figura 10.34**.

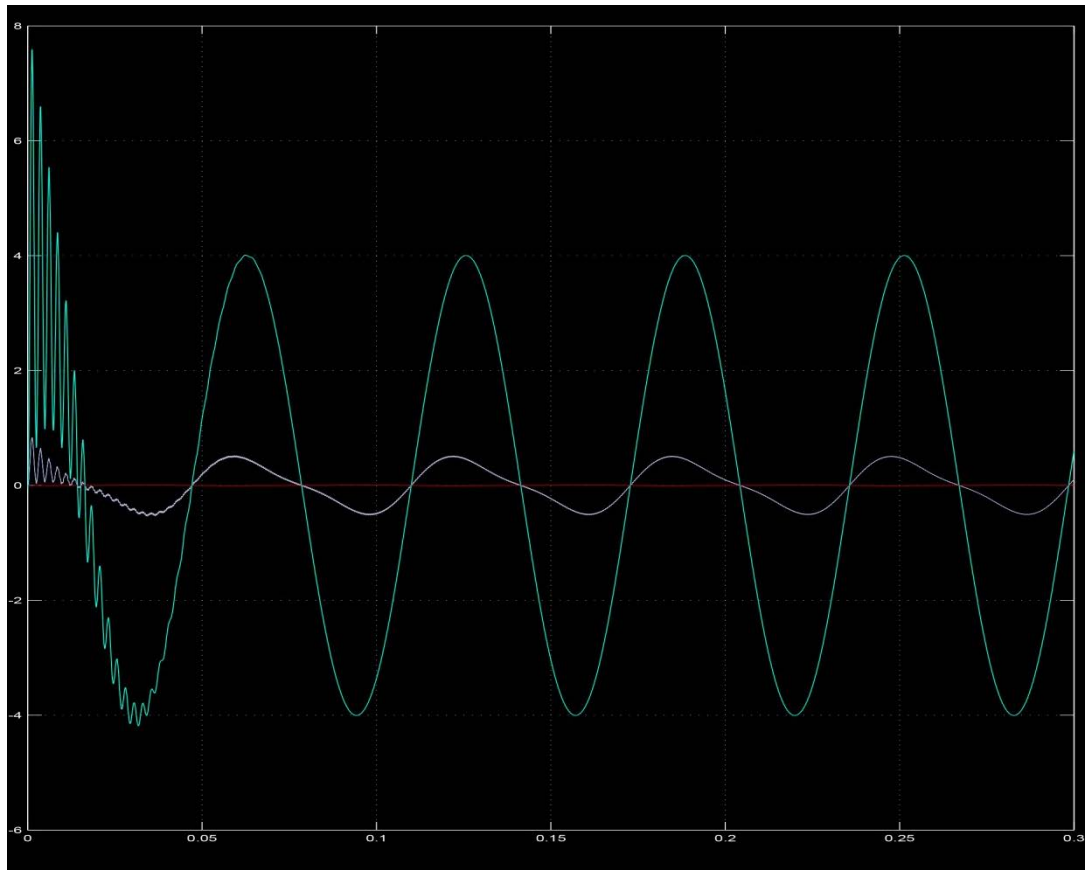


Figura 10.28: Gráfica representativa velocidad lineal centro rueda vertical (azul) y horizontal (blanco) para ambas convergencias.

VELOCIDAD VERTICAL CENTRO RUEDA SEGÚN CONVERGENCIA			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CONVERGENCIA 0°	0	4.00	-4.00
CONVERGENCIA 0.36°	0	4.00	-4.00

Tabla 10.13: Velocidad vertical centro rueda según convergencia

VELOCIDAD HORIZONTAL CENTRO RUEDA SEGÚN CONVERGENCIA			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CONVERGENCIA 0°	0	0.5	-0.5
CONVERGENCIA 0.36°	0	0.5	-0.5

Tabla 10.14: Velocidad horizontal centro rueda según convergencia.

En el giro que efectúa el trapecio tampoco hay variación significativa en los valores, tanto de compresión como de extensión para ambos reglajes de convergencia, quedando una gráfica única para ambos y mismos valores.

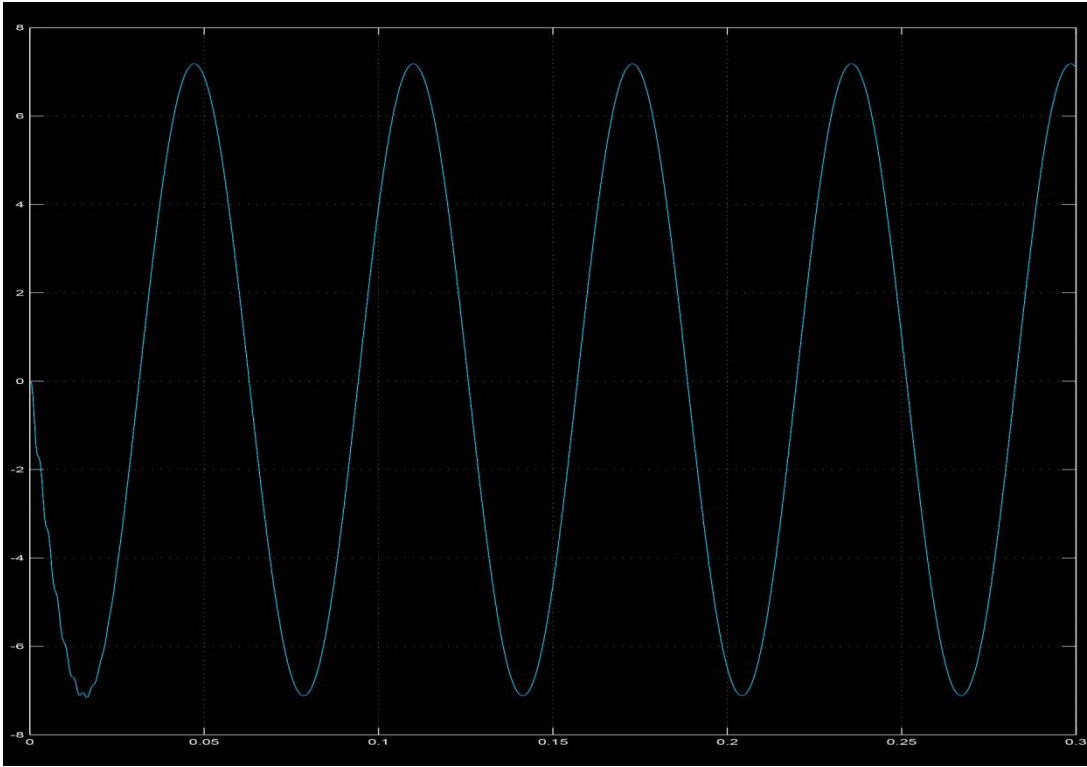


Figura 10.29: Gráfica representativa ángulo trapecio para convergencia 0° y 0.36°.

ÁNGULO TRAPICIO DERECHO SEGÚN CONVERGENCIA			
CASO SIMULACIÓN	ÁNGULO INICIAL [°]	ÁNGULO MÁXIMO COMPRESIÓN [°]	ÁNGULO MÁXIMO EXTENSIÓN [°]
CONVERGENCIA 0°	0	7.18	-7.12
CONVERGENCIA 0.36°	0	7.18	-7.12

Tabla 10.15: Ángulo trapecio derecho según convergencia.

En el punto de unión entre la mangueta y el coilover sucede lo mismo. Esto es debido a que forma parte del eje de giro o pivote de la rueda, de manera que sus cotas no sufren variación en función de la convergencia.

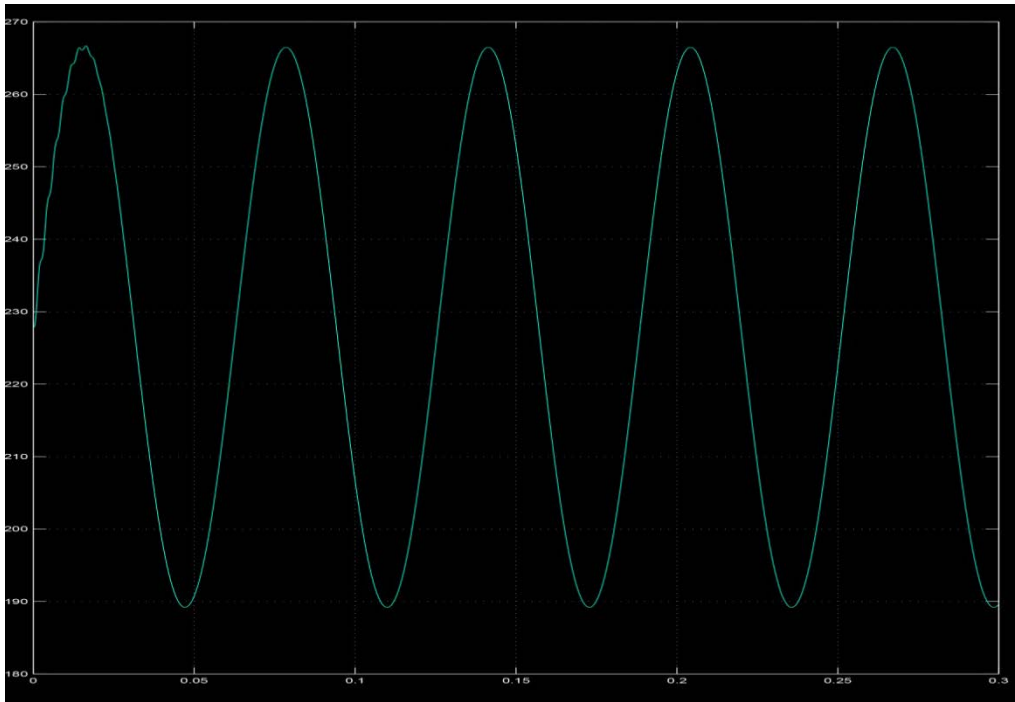


Figura 10.30: Gráfica representativa desplazamiento vertical punto de unión mangueta coilover para convergencias 0° y 0.36°.

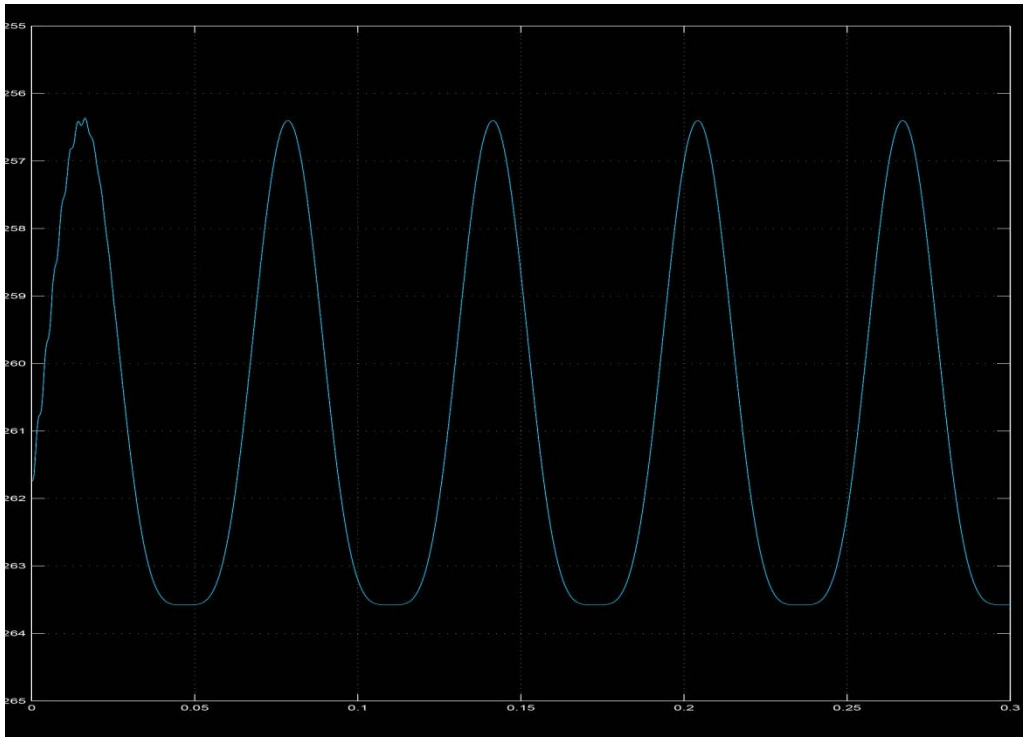


Figura 10.31: Gráfica representativa desplazamiento horizontal punto de unión mangueta coilover para convergencias 0° y 0.36°.

DESPLAZAMIENTO VERTICAL UNIÓN MANGUETA COILOVER SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	227.87	266.49	189.19	38.62	38.68
CONVERGENCIA 0.36°	227.87	266.49	189.19	38.62	38.68

Tabla 10.16: Desplazamiento vertical unión mangueta coilover según convergencia.

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL UNIÓN MANGUETA COILOVER SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	-261.74	-256.40	-263.58	5.34	1.84
CONVERGENCIA 0.36°	-261.74	-256.40	-263.58	5.34	1.84

Tabla 10.17: Desplazamiento horizontal unión mangueta coilover según convergencia.

Del mismo modo, el desplazamiento longitudinal en el coilover permanece invariable frente a la convergencia, observándose los mismos resultados tanto de desplazamiento como de velocidad para ambos reglajes.

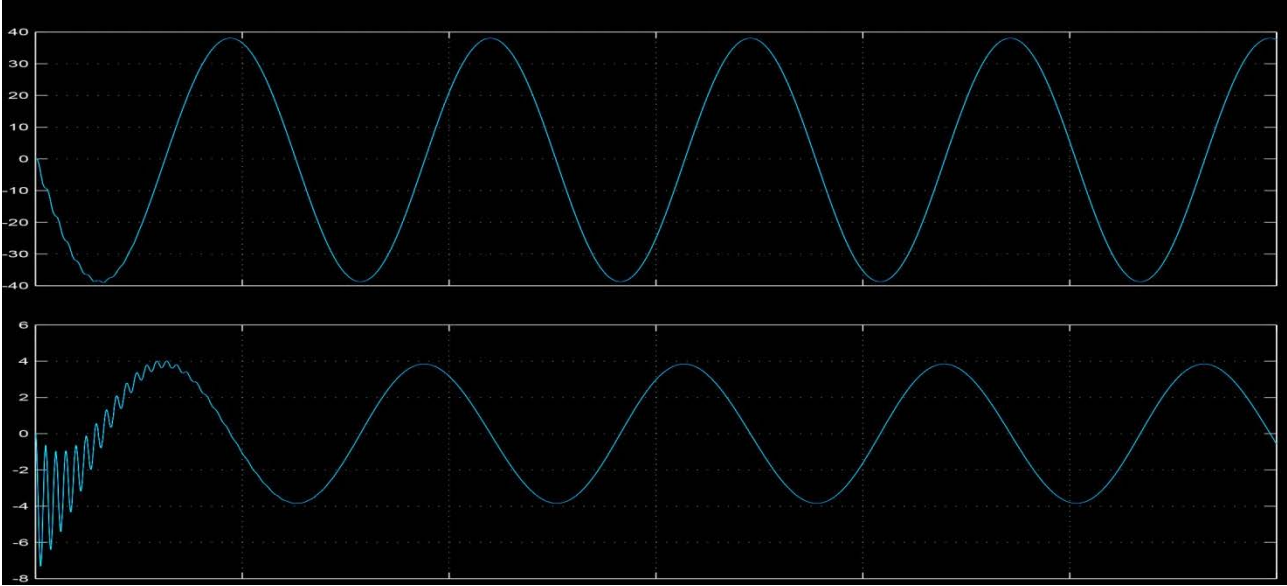


Figura 10.32: Desplazamiento y velocidad lineal coilover para convergencia 0° y 0.36°.

DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL COILOVER SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	0	38.08	-38.75	38.08	38.75
CONVERGENCIA 0.36°	0	38.08	-38.75	38.08	38.75

Tabla 10.18: Desplazamiento longitudinal coilover según convergencia.

VELOCIDAD LONGITUDINAL COILOVER SEGÚN CONVERGENCIA			
CASO SIMULACIÓN	VELOCIDAD INICIAL [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA COMPRESIÓN [m/s]	VELOCIDAD MÁXIMA EXTENSIÓN [m/s]
CONVERGENCIA 0°	0	3.85	-3.85
CONVERGENCIA 0.36°	0	3.85	-3.85

Tabla 10.19: Velocidad longitudinal coilover según convergencia.

SIMULACIÓN análisis y obtención de resultados.

En cuanto al desplazamiento horizontal del punto de unión del brazo de dirección con la cremallera, se observa que para la convergencia de 0.36° es menor tanto en compresión como en extensión, y por tanto, se reduce la incidencia del movimiento de suspensión sobre la dirección.

Gracias a estos análisis se puede ver que si aplicar caída negativa aumenta la influencia sobre la dirección, se puede contrarrestar este efecto, aplicando convergencia.

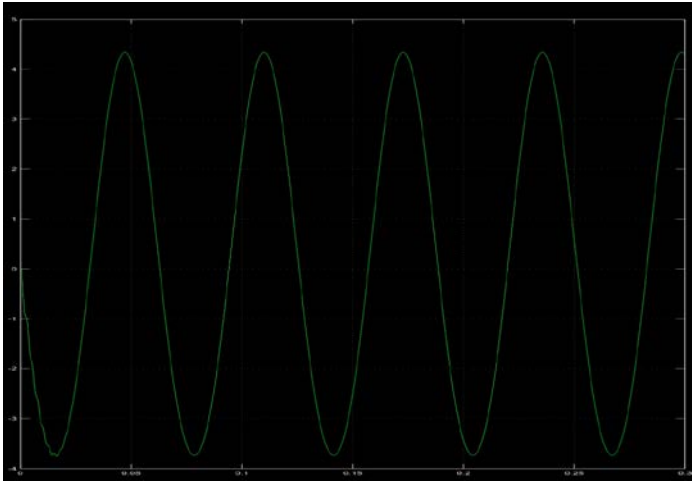


Figura 10.33: Desplazamiento horizontal unión brazo de dirección con cremallera según convergencia.

DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL UNIÓN BRAZO DE DIRECCIÓN CON CREMALLERA SEGÚN CONVERGENCIA					
CASO SIMULACIÓN	POSICIÓN INICIAL [mm]	PUNTO MÁXIMO [mm]	PUNTO MÍNIMO [mm]	CARRERA COMPRESIÓN [mm]	CARRERA EXTENSIÓN [mm]
CONVERGENCIA 0°	0	4.34	-3.74	4.34	3.74
CONVERGENCIA 0.36°	0	4.32	-3.72	4.32	3.72

Tabla 10.20: Desplazamiento horizontal unión brazo de dirección con cremallera según convergencia.

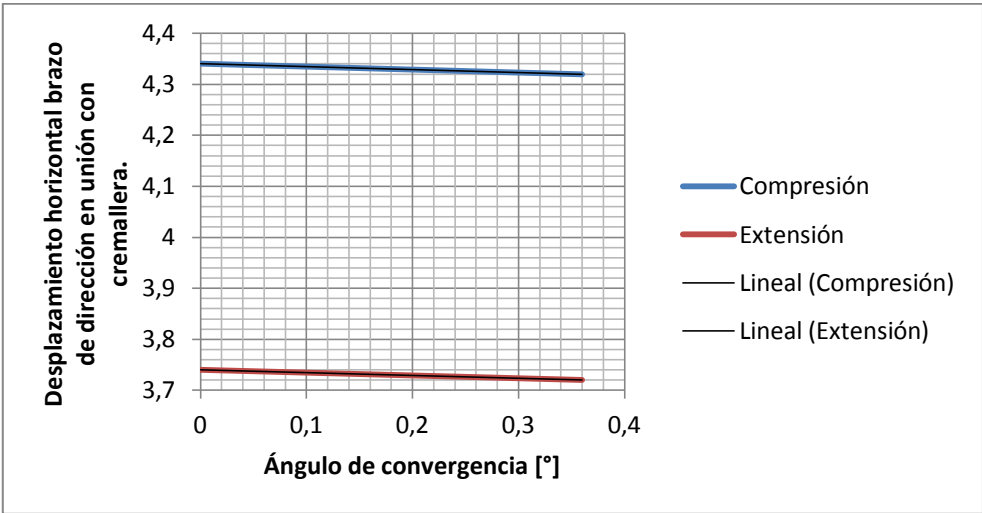


Figura 10.34: Evolución desplazamiento horizontal brazo de dirección en unión con cremallera según convergencia.

10.4 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Tras las simulaciones realizadas con el modelo se pueden extraer múltiples conclusiones del funcionamiento del sistema de suspensión y dirección de este vehículo.

En primer lugar se puede afirmar que el ángulo de salida y el ángulo de caída presentan una clara influencia en el funcionamiento del sistema completo, condicionando el posicionamiento de cada elemento así como sus movimientos, por depender la posición del amortiguador de estos ángulos, al tratarse de un sistema tipo McPherson.

Por ello mismo, el ángulo de convergencia/divergencia, no tiene una especial relevancia en el funcionamiento del sistema de suspensión, si bien, tiene influencia sobre el sistema de dirección y también, no analizado en este proyecto, sobre las fuerzas de rozamiento sobre el neumático al circular por la calzada, ya que al aplicar convergencia o divergencia, el neumático no rueda paralelo sino que inicia un deslizamiento al circular con un ángulo respecto al sentido de la marcha.

Queda comprobado la influencia de las constantes del amortiguador y resorte sobre el sistema de dirección y suspensión, principalmente sobre el tiempo de estabilización tras un impacto o absorción de una irregularidad y por extensión sobre el confort de la suspensión y el vehículo en general.

La rigidez del neumático (que varía en función de la presión) también tiene influencia sobre el sistema, como se puede apreciar en el inicio de todas las gráficas hasta que se estabiliza el movimiento sinusoidal.

Se observan que las diferencias obtenidas para los diferentes estudios son de muy pequeña magnitud. Si tenemos en cuenta que las simulaciones están realizadas dentro de los rangos de valores que el fabricante del vehículo marca como correctos, es lógico que las diferencias entre ellas sean mínimas, con el objetivo de que en todos los posibles reglajes, el comportamiento del vehículo sea muy similar. En los casos más extremos las diferencias son algo más significativas, no obstante se observa que la evolución de los datos es lineal hasta valores extremos.

En definitiva, se observa un comportamiento del sistema muy lineal en función del ángulo de caída y muy estable frente a la convergencia, con mínimas variaciones de comportamiento del vehículo frente a cualquier reglaje dentro de los parámetros estipulados.

Capítulo 11

11. CONCLUSIONES Y POSIBILIDAD DE DESARROLLO FUTURO.

En este apartado se presentan las principales conclusiones obtenidas durante la realización de este Proyecto fin de Carrera, así como las posibilidades de desarrollo como ampliación de este.

11.1 CONCLUSIONES

En este proyecto se ha realizado el análisis del sistema de dirección y suspensión de un vehículo real, pero simplificado a un modelo del tipo un cuarto y omitiendo el sistema de accionamiento de la dirección en el modelado final, por complejidad del mismo y poco interés de cara a los resultados.

El modelo a un cuarto tiene el defecto de que no contempla la interacción del sistema de suspensión y dirección del resto de ruedas, y al tomar los puntos de anclaje al chasis como puntos fijos, no tiene en cuenta la masa suspendida del vehículo ni los movimientos de inercia consecuencia de esta. En definitiva es un modelo que nos permite estudiar el comportamiento del sistema ante esfuerzos y excitaciones externas.

CONCLUSIONES: Simulación y proyecto.

Otro detalle a destacar es que en el sistema real el amortiguador tiene dos constantes de amortiguamiento diferentes, una para extensión y otra para compresión, pero en el modelo se ha utilizado para ambos casos la de extensión, más alta, que aporta mayor rigidez al vehículo, pero también, disminuye el confort.

Cabe destacar que el dimensionado del sistema se ha realizado de forma manual tomando como base el sistema físico del vehículo analizado, por lo que pueden existir errores de medición y/o posicionado derivados de esto, que influyan negativamente en la realización del modelo, como ocurrió, complicando de forma exponencial la realización de un modelo funcional.

Todo ello añadido a la necesidad de modelar en un programa de CAD cada componente para extraer sus propiedades físicas necesarias para el modelado en SimMechanics y posterior simulación.

Por ello, se puede afirmar que un estudio de estas características solo es rentable si se realiza conjuntamente al diseño del sistema, con todos los datos disponibles y sin posibilidad de error, de forma que sea un proceso sencillo y rápido.

Se concluye que pese a que las simulaciones aportan datos muy parejos, estos entran dentro de lo esperado, tanto por geometría y naturaleza del movimiento como por las magnitudes empleadas, así como por los datos ofrecidos por el fabricante, considerando por tanto que el objetivo del proyecto ha sido completado de forma satisfactoria, consiguiendo realizar un modelo de simulación efectivo y veraz, que permite estudiar el funcionamiento de una suspensión y dirección frente a condiciones reales y realizar estimaciones sobre el comportamiento del sistema.

No obstante, existen otros software que ofrecen mayores facilidades, pudiendo englobar el modelado CAD con la simulación, de forma que la realización del modelo y las posteriores modificaciones resultan más directas e intuitivas, siendo el único aspecto negativo del software utilizado.

11.2 POSIBILIDADES DE DESARROLLO.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos de este Proyecto Fin de Carrera, se pueden establecer varios planes de desarrollo que completen el análisis del sistema.

En primer lugar, se puede elaborar un plan de desarrollo sin variar el modelo, incorporando más análisis al estudio como pueden ser:

- Influencia de los cambios sobre la rigidez del neumático (variación de presión).
- Estudiar el funcionamiento del sistema ante constantes correspondientes a amortiguadores y resortes que han perdido su eficacia.
- Influencia de la sustitución del amortiguador y resorte original por uno de menor longitud y más rigidez destinado al uso en competición.
- Influencia de la instalación de copelas o trapecios regulables, para permitir reglajes de caída más extremos.
- Influencia de la sustitución de la barra de torsión por una de mayor rigidez.
- Variación de los perfiles de carretera utilizados.
- Variación del ancho, desplazamiento (ET) y diámetro de la llanta.
- Introducción de la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada.
- Estudiar la posibilidad de modelar el amortiguador con diferentes constantes de amortiguamiento para extensión que para compresión.

El siguiente paso evolutivo es completar el modelo a un cuarto con el otro cuarto delantero para hacer un modelo a un medio, de forma que ya que pueda tener en consideración la masa suspendida y sus movimientos y finalmente, completar con el modelo completo del vehículo.

No obstante, en el caso que nos ocupa, esto conllevaría un gran trabajo de desarrollo por la necesidad de obtener todos los datos precisos para la realización del modelo en SimMechanics.

Con el modelo completo se puede analizar la influencia del peso de la masa suspendida sobre el vehículo, así como el reparto de pesos y posición del centro de gravedad.

Capítulo 12

12. PRESUPUESTO

En la página siguiente se realiza una estimación del presupuesto necesario para la realización de este proyecto.

PRESUPUESTO



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID Escuela Politécnica Superior

PRESUPUESTO DE PROYECTO

1.- Autor:

Fernando Celada Sanz

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del Proyecto:

- Título: Análisis del sistema de dirección de un vehículo automóvil mediante Multibody de Simulink.
- Duración (meses): 10
Tasa de costes indirectos: 20%

4.- Presupuesto total del Proyecto (valores en Euros):

3.637,00 Euros

5.- Desglose presupuestario (costes directos)

PERSONAL

Apellidos y nombre	N.I.F. (no rellenar - solo a título informativo)	Categoría	Dedicación (hombres mes) ^{a)}	Coste hombre mes	Coste (Euro)	Firma de conformidad
Fernando Celada Sanz		Ingeniero Senior Ingeniero	10	4.289,54 2.694,39	0,00 0,00 26.943,90 0,00 0,00	
Hombres mes 1				Total	26.943,90	

^{a)} 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1575 horas)
Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres mes (1.155 horas)

EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ^{d)}
PC Asus A53S	899,95	80	10	60	119,99
Disco Duro Iomega Hard Drive	99,95	100	10	60	16,66
		100		60	0,00
		100		60	0,00
		100		60	0,00
				60	0,00
					0,00
Total					136,65

^{d)} Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

A = n° de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado
B = periodo de depreciación (60 meses)
C = coste del equipo (sin IVA)
D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS

Descripción	Empresa	Coste imputable
Total		0,00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO^{e)}

Descripción	Empresa	Costes imputable
Costes reprografía	Pentágono S.L.	50,00
Gastos combustible	Shell	150,00
Total		200,00

^{e)} Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible, viajes y dietas, otros,...

6.- Resumen de costes

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Personal Amortización	26.944
Subcontratación de tareas	137
Costes de funcionamiento	0
Costes Indirectos	200
Total	5.456
	32.737

Capítulo 13

13. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bibliografía

1. **Charloteaux, M.** *Suspensión y dirección*. s.l. : Marcombo, 1979.
2. **Izquierdo, Francisco Aparicio, Vera Álvarez, Carlos y Díaz López, Vicente.** *Teoría de los vehículos automóviles*. Madrid : s.n., 1995.
3. **Varios.** *Apuntes Teoría de vehículos* . 2008.
4. —. *Aficionados a la mecánica*. [En línea] <http://www.aficionadosalamecanica.net>.
5. —. *Mecanica Virtual*. [En línea] 2001. www.mecanicavirtual.org.
6. **Shabana, Ahmed A.** *Dynamics of multibody systems*. Cambridge : Cambridge, 2005.
7. **Blundell, Mike y Harty, Damian.** *The Multibody systems approach to Vehicle Dynamics*. Oxford : Society of Automotive Engineers, Inc. (SAE), 2004.
8. **Varios.** *SIMULINK: Dynamic System Simulation for MATLAB* . Natick : The Math Works Inc., 1999.
9. *Nissan 100 NX*. **Quesada, J.M.** 1663, Madrid : Grupo Motorpress Ibérica (MPIB), 1991, Autopista.
10. **Varios.** *Nissan Parts Catalog*. [En línea] <http://nissan4u.com/parts/100nx>.
11. **Nissan Motors CO., LTD.** *Nissan: Model B13 and N14 series Service Manual*. s.l. : Nissan Motors CO., LTD., 1991. Vol. Volumen 2.
12. **Varios.** *Apuntes Diseño Asistido por Computador (DAC)*. Universidad Carlos III. . Madrid : s.n., 2005-2006.
13. **The Mathworks Inc.** *Matlab & Simulink: SimMechanics 2. User's Guide*. s.l. : The Mathworks Inc., September 2007.
14. **Varios.** *Monografías*. [En línea] <http://www.monografias.com>.